

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Univerzitní studijní programy

MODEL VOZIDLA S NATÁČENÍM VŠECH KOL

MODEL OF A VEHICLE WITH ALL WHEELS
STEERING

Student: Bc. Michal Sýnek

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Michal Sýnek

Studijní program:

N3943 Mechatronika

Studijní obor:

3906T007 Automobilová elektronika

Téma:

Model vozidla s natáčením všech kol
Model of a Vehicle with All Wheels Steering

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu současného stavu poznatků v oblasti modelování dynamiky vozidel s natáčením všech kol s přihlédnutím k individuálnímu pohonu kol.
2. Vytvořte matematický model vozidla s natáčením a pohonem všech kol pro analýzu jízdních vlastností vozidla.
3. Vytvořte studii chování vozidla při standardizovaných jízdních manévrech.
4. Porovnejte chování vozidla s pohonem a řízením jedné nápravy.

Seznam doporučené odborné literatury:

ERJAVEC, J.: Automotive Technology: A System Approach, 4th Edition, USA 2004, Thomson Learning, 1401 str. ISBN 1-4018-4831-1

KIENKE, K., NIELSEN, L.: Automotive Control Systems. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005., 512 str. 2nd edition. ISBN 3-540-23139.

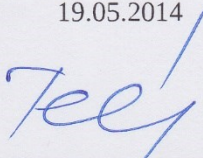
RAJAMANI, R.: Vehicle Dynamics and Control. London: Springer New York Dordrecht Heidelberg, 2012. 492 str. e-ISBN 978-1-4614-1433-9

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

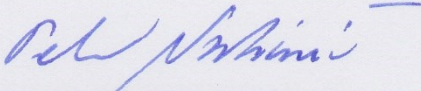
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Chlebiš, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


doc. Ing. Petr Palacký, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Petr Noskiewič, CSc.
prorektor pro studium

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 19. 5. 2014

.....
Bc. Michal Sýnek

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 19. 5. 2014

.....
Bc. Michal Sýnek

Bc. Michal Sýnek

Hlavní 1249, Otrokovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

SÝNEK, M. *Model vozidla s natáčením všech kol: diplomová práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Univerzitní studijní programy, 2014, 57 s. Vedoucí práce: Chlebiš, P.

Hlavní část práce je věnována systému řízení všech kol automobilu (AWS). Je sestaven prostorový matematický model vozidla, který je parametrizován podle vozítka Democar a na jeho základě je provedena simulační studie vozidla se systémem AWS s kompenzací úchylky směru pohybu vozidla od osy vozidla. Chování totožného vozidla se systémem řízení všech kol (AWS) a se systémem řízení jedné nápravy (2WS) je porovnáno za nestandardních jízdních podmínek, kterými jsou aquaplaning, sněhové jazyky nebo pohyb vozidla po ledovém povrchu.

KLÍČOVÁ SLOVA

AWS, DEMOCAR, simulační studie, Matlab-Simulink, IWS, extrémní jízdní podmínky.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

SÝNEK, M. *Model of a Vehicle with All Wheels Steering : Master thesis*. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Study programs of the university, 2014, 57 p. Thesis head: Chlebiš, P.

The main part of the thesis is about the All Wheel Steering system (AWS). The simulation study is developed by simulation model which was assembled by spatial mathematical model and parameters of the Democar. The AWS system is based on compensation of directional deviation angle between the vector of velocity and the longitudinal axis of the vehicle. The characteristic behaviour of the vehicle with AWS and 2WS were compared on the same vehicle by driving in extreme conditions like aquaplaning, snow drifts or moving on ice surface.

KEY WORDS

AWS, DEMOCAR, simulation study, Matlab-Simulink, IWS, extreme driving conditions.

Obsah

| | Strana |
|--|-----------|
| Seznam zkratk | 8 |
| Použitá označení a indexy | 8 |
| Označení..... | 8 |
| Indexy..... | 10 |
| Úvod | 11 |
| 1 Aktivní ovlivnění směrové dynamiky vozidel | 12 |
| 1.1 Elektronický stabilizační systém (ESP) | 12 |
| 1.2 Steer By Wire..... | 12 |
| 1.3 Dynamické aktivní řízení | 13 |
| 1.4 Systém IWD | 14 |
| 1.5 Systém AWS | 14 |
| 2 Matematický model automobilu | 16 |
| 2.1 Natáčení kol vozidla..... | 18 |
| 2.2 Přílnavost pneumatiky..... | 20 |
| 2.3 Rychlost pohybu jednotlivých kol | 22 |
| 2.4 Pohyb vozidla konstantní rychlostí | 23 |
| 2.5 Klopení a klonění karoserie | 24 |
| 3 Simulační studie chování vozidla se systémem AWS | 28 |
| 3.1 Parametry vozidla | 29 |
| 3.2 Jízdní manévry | 32 |
| 3.2.1 Jízda v oblouku | 33 |
| 3.2.2 Objíždění překážky | 33 |
| 4 Studie chování vozidla se systémem AWS | 34 |
| 4.1 Volba režimu AWS | 34 |
| 4.2 Režim nesouhlasného natočení kol AWS | 36 |
| 4.3 Režim souhlasného natočení kol AWS | 39 |
| 5 Chování vozidla při krizových jízdních podmínkách | 44 |
| 5.1 Aquaplaning | 45 |
| 5.2 Sněhové jazyky | 48 |
| 5.3 Ledové plotny | 50 |
| 5.4 Natočení volantu proti pohybu těžiště vozu – manévr „kontra“ | 53 |

| | |
|------------------------------|-----------|
| 6 Závěr..... | 55 |
| 7 Seznam zdrojů | 56 |
| 8 Seznam příloh..... | 57 |

Seznam zkratek

| | |
|---------|---|
| 2WS | system řízení jedné nápravy vozidla |
| AWS,4WS | system řízení všech kol automobilu |
| ESP | elektronický stabilizační systém |
| EU | Evropská Unie |
| IWD | system individuálního pohonu kol automobilu |
| IWS | system individuálního natočení kol automobilu |
| PN | přední náprava vozidla |
| ZN | zadní náprava vozidla |

Použitá označení a indexy

Označení

| | | |
|-------------------|---|--------------------|
| a | zrychlení těžiště | $[\text{ms}^{-2}]$ |
| b_1 | vzdálenost těžiště odpružených hmot od přední nápravy | $[\text{m}]$ |
| b_2 | vzdálenost těžiště odpružených hmot od zadní nápravy | $[\text{m}]$ |
| c_p | tuhost pérování přední nápravy | $[\text{Nm}^{-1}]$ |
| c_z | tuhost pérování zadní nápravy | $[\text{Nm}^{-1}]$ |
| F_i | boční vodící síla i -tého kola | $[\text{N}]$ |
| $F_{i\text{MAX}}$ | maximální přenositelná boční síla i -tého kola | $[\text{N}]$ |
| F_{in} | normálová složka boční vodící síly i -tého kola | $[\text{N}]$ |
| F_{inu} | normálová složka boční vodící síly ve směru podélné osy vozidla | $[\text{N}]$ |
| F_{inv} | normálová složka boční vodící síly ve směru příčné osy vozidla | $[\text{N}]$ |
| g | gravitační zrychlení | $[\text{ms}^{-2}]$ |
| G_i | svislé dynamické zatížení i -tého kola | $[\text{N}]$ |
| G_p | statické zatížení přední nápravy | $[\text{N}]$, |
| G_z | statické zatížení zadní nápravy | $[\text{N}]$. |
| h_T | výška těžiště odpružených hmot | $[\text{m}]$ |
| J | moment setrvačnosti vozidla kolem svislé osy | $[\text{kgm}^2]$ |
| k_p | poměr mezi natočením kol přední a zadní nápravy | $[-]$ |
| l_A | délka vozidla | $[\text{m}]$ |
| l_s | vzdálenost kola od osy vozidla (polovina rozchodu) | $[\text{m}]$ |
| l_1 | vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy | $[\text{m}]$ |

| | | |
|-------------------|---|----------------------|
| l_2 | vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy | [m] |
| M_u | klopný moment ve směru podélné osy vozidla | [Nm] |
| M_v | klopný moment ve směru příčné osy vozidla | [Nm] |
| m | hmotnost vozidla | [kg] |
| m' | hmotnost karoserie (odpružených hmot) | [kg] |
| m_p | statická hmotnost působící na přední nápravu vozidla | [kg] |
| m_z | statická hmotnost působící na zadní nápravu vozidla | [kg] |
| R | poloměr kruhové dráhy těžiště vozidla | [m] |
| r_i | vzdálenost středu i -tého kola od těžiště vozidla | [m] |
| r_p | rozchod kol přední nápravy | [m] |
| r_z | rozchod kol zadní nápravy | [m] |
| \check{s}_A | šířka vozidla | [m] |
| t | čas | [s] |
| V | rychlost těžiště vozidla | [kmh ⁻¹] |
| V_{PRAH} | rychlost změny orientace natočení náprav systému AWS | [kmh ⁻¹] |
| v | rychlost těžiště vozidla | [ms ⁻¹] |
| v_{ix} | složka rychlosti pohybu i -tého kola ve směru osy x | [ms ⁻¹] |
| v_{iy} | složka rychlosti pohybu i -tého kola ve směru osy y | [ms ⁻¹] |
| v_x | složka rychlosti těžiště vozidla ve směru osy x | [ms ⁻¹] |
| v_y | složka rychlosti těžiště vozidla ve směru osy y | [ms ⁻¹] |
| X | souřadnice polohy těžiště vozidla ve směru osy x | [m] |
| Y | souřadnice polohy těžiště vozidla ve směru osy y | [m] |
| α | úhel směrové úchylky vektoru rychlosti pohybu těžiště od osy vozidla | [rad] |
| α_i | úhel směrové úchylky vektoru rychlosti pohybu i -tého kola od osy vozidla | [rad] |
| β_i | úhel natočení i -tého kola od osy vozidla | [rad] |
| β_p | úhel natočení kol přední nápravy od osy vozidla | [rad] |
| β_z | úhel natočení kol zadní nápravy od osy vozidla | [rad] |
| γ_i | úhel směru polohového vektoru ke středu i -tého kola | [rad] |
| Δ_p | odchylka úhlu natočení kol přední nápravy | [rad] |
| Δ_z | odchylka úhlu natočení kol zadní nápravy | [rad] |
| $\Delta\alpha$ | rozdíl maximální a minimální hodnoty směrové úchylky při dynamickém jízdním manévru | [rad] |

| | | |
|------------------|---|-----------------------|
| $\Delta\alpha_i$ | úhel směrové úchylky vektoru rychlosti pohybu i -tého kola od roviny kolmé na osu tohoto kola | [°] |
| ε | úhel stočení osy vozidla ve vnější souřadné soustavě | [rad] |
| μ_i | součinitel přilnavosti pneumatiky i -tého kola k vozovce | [-] |
| φ_u | úhel klopení karoserie ve směru podélné osy vozidla | [rad] |
| φ_v | úhel klopení karoserie ve směru příčné osy vozidla | [rad] |
| ω | úhlová rychlost stáčení vozidla | [rads ⁻¹] |

Indexy

| | |
|-------|---|
| i | příslušnost k i -tému kolu - při jízdě v oblouku: - $i=1$ přední vnitřní kolo - $i=2$ přední vnější kolo - $i=3$ zadní vnitřní kolo - $i=4$ zadní vnější kolo |
| max | maximální hodnota příslušného vektoru |
| min | minimální hodnota příslušného vektoru |
| n | normálová složka příslušného vektoru vzhledem k dráze pohybu těžiště vozidla |
| p | veličina vztažená k přední nápravě |
| t | tečná složka příslušného vektoru vzhledem k dráze pohybu těžiště |
| u | složka vektoru ve směru osy u souřadné soustavy spjaté s automobilem u, v |
| v | složka vektoru ve směru osy v souřadné soustavy spjaté s automobilem u, v |
| x | složka příslušného vektoru ve směru osy x vnější pevné souřadné soustavy x, y |
| y | složka příslušného vektoru ve směru osy y vnější pevné souřadné soustavy x, y |
| z | veličina vztažená k zadní nápravě |

Úvod

Práce se zaměřuje na problematiku směrové dynamiky vozidel se systémem řízení všech kol. Tento systém je v automobilovém průmyslu nejčastěji označován jako AWS (All Wheel Steering), popřípadě 4WS. Natáčení všech kol není u dnešních automobilů příliš rozšířeno, ale i přesto má tato koncepce řízení za sebou jisté etapy vývoje. Se stále vyšším stupněm integrace elektroniky do vozidel jsou nevýhody systému AWS značně eliminovány.

Jedna ze základních částí konstrukce každého automobilu je řídicí soustava, která patří mezi nejdůležitější prvky funkčnosti vozidla. Ovladatelnost vozidla je hlavním kritériem pro posouzení směrové dynamiky vozidla. Směrovou dynamiku vozidla můžeme zkoumat experimentálně na testovací dráze nebo pomocí matematické simulace. Sestavením simulačního modelu jsme schopni poměrně věrohodně analyzovat chování vozidla za různých podmínek. Mezi hlavní výhody simulace patří také to, že je levnější, protože nedojde ke zničení ani namáhání techniky. Při vývoji každého automobilu se v dnešní době začíná u modelovacích a simulačních nástrojů. Simulace je vhodná k odstranění základních nedostatků a fatálních chyb ještě před tím, než dojde k výrobě prototypu vozidla.

Hlavní náplní této práce je vytvořit matematický model vozidla s natáčením všech kol a na něm simulovat vlastnosti reálného vozidla při matematicky popsaném jízdním manévru. Přenesením sestaveného matematického modelu do simulačního prostředí a jeho parametrizováním vznikne model simulační, zkoumaným objektem je v tomto případě vozidlo DEMOCAR, na kterém je sledováno jeho chování při standardizovaných jízdních manévry. Mezi standardizované jízdní manévry patří jízda v kruhu nebo vyhybací jízdní manévry. Podle zvolených kritérií, předpokladů a požadavků na vlastnosti automobilu je pak použit simulační model ke tvorbě simulační studie chování vozidla. Na základě výsledků studie je provedena optimalizace a návrh parametrů řídicí soustavy vozidla tak, aby došlo ke zlepšení směrové dynamiky.

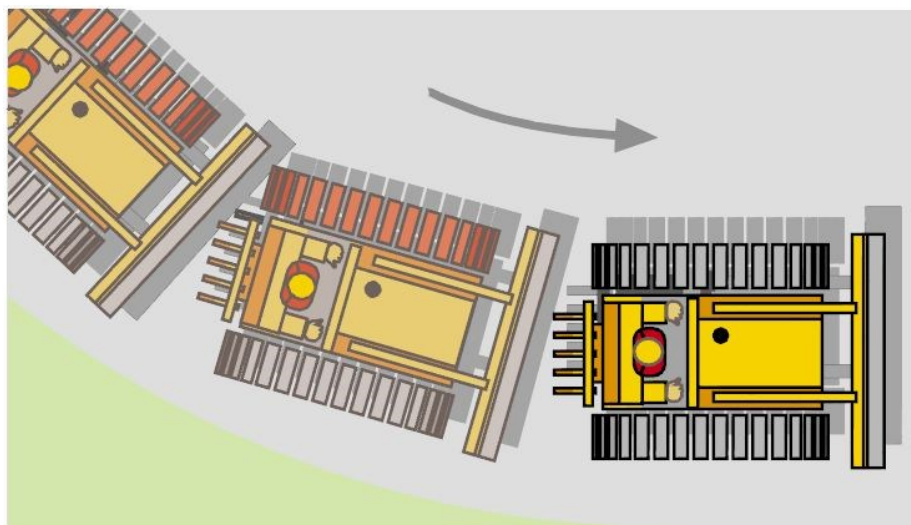
Cílem této práce je vypracování simulační studie chování vozidla DEMOCAR tak, aby výsledná data mohla být využita jako základ pro tvorbu algoritmů korekcí systému řízení tohoto experimentálního vozítka.

1 Aktivní ovlivnění směrové dynamiky vozidel

Jak již bylo zmíněno v úvodu, ovladatelnost automobilu je jedna z nejdůležitějších vlastností, které u automobilu požadujeme. Při řízení vozidla s dobrou ovladatelností má řidič pocit, že auto reaguje na pokyn změnu směru jízdy (pootočení volantem) téměř okamžitě. Řidiči se dostává pocit, že má auto „pod kontrolou“. Postupem integrace elektroniky do automobilů došlo k vývoji systémů, které aktivně ovlivňují jízdní dynamiku vozidla a jsou schopny zasáhnout citlivěji, rychleji a bezpečněji do chování automobilu než člověk.

1.1 Elektronický stabilizační systém (ESP)

Jedná se o elektronický stabilizační systém, který prostřednictvím cílených zásahů do brzdové soustavy pomáhá předcházet vzniku smyku automobilu. K aktivnímu ovlivnění jízdní dynamiky vozidla dochází prostřednictvím cílených zásahů do brzdové soustavy. Princip funkce je založen na způsobu ovládání pásových vozidel, kde je účelně přibrzděn jeden pás za cílem změnu směru jízdy celého vozidla (viz obr. 1). [SAJDL, 2014].



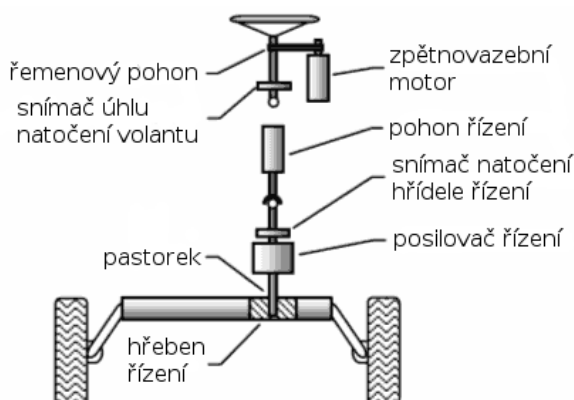
Obr. 1 Princip funkce systému ESP [SAJDL, 2014]

Od konce roku 2014 bude stabilizační systém ESP povinnou výbavou všech nových vozidel v EU. [BOSCH, 2009].

1.2 Steer By Wire

Funkci tohoto systému napovídá již jeho název, který si volně můžeme přeložit jako „řízení po drátě“. Tento systém je zatím používán pouze u letadel nebo u prototypů automobilů. Nasazení v sériové výrobě automobilů zabraňuje legislativa, která předepisuje pevnou vazbu mezi jednotlivými komponenty systému řízení. U tohoto systému

se z volantu stává ovládací panel, jehož poloha je sledována prostřednictvím snímače úhlu natočení volantu a dále je informace předána elektromotoru, který zajistí natočení kol do polohy dané natočením volantu. Principiální schéma systému je uvedeno na obr. 2. [SÝNEK, 2012].

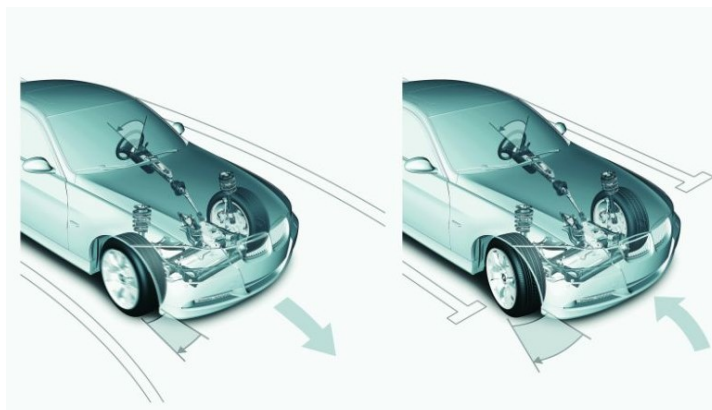


Obr. 2 Principiální schéma Steer By Wire [SÝNEK, 2012]

Tento systém bude využíván také vozidlem DEMOCAR tak, že vzdálené řízení bude vysílat povely pro natočení kol.

1.3 Dynamické aktivní řízení

Někteří výrobci automobilů se rozhodli do standardního systému řízení vsadit planetový převod. Vstupem do planetové převodovky je volant a dále pak pomocný elektromotor, výstupem je pak řídicí pastorek. Elektromotor generuje na základě vstupních parametrů přídatnou sílu, která ovlivňuje natočení kol. Při stejném úhlu natočení volantu je uskutečnitelné měnit převodový poměr řízení a kola tak natočit pod rozdílným úhlem v závislosti na rychlosti vozidla (viz obr. 2). Systém splňuje legislativní požadavky, protože nedojde k přerušení mechanické vazby v řídicím systému. Díky vsazenému elektromotoru je schopen spolupracovat se systémem ESP, který tak může kromě brzdové soustavy aktivně ovlivňovat i systém řízení. [BMW REVUE, 2012], [SÝNEK, 2012].



Obr. 3 Dynamické aktivní řízení - princip funkce [BMW REVUE, 2012]

1.4 Systém IWD

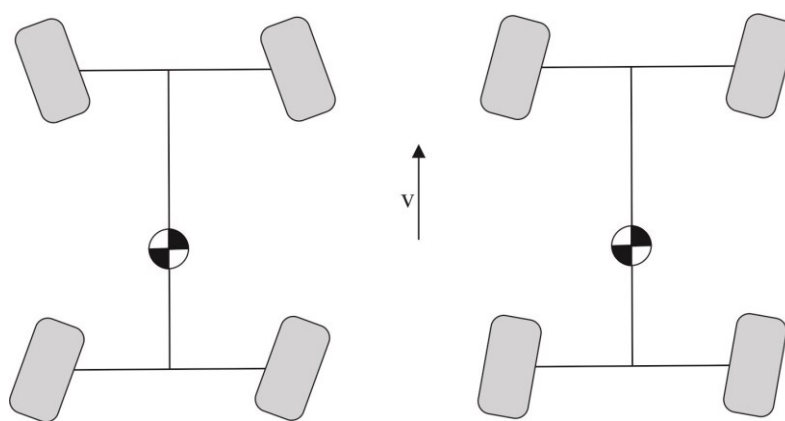
Základem systému IWD (Individual Wheel Drive) je to, že každé kolo automobilu je poháněno vlastní pohonnou jednotkou. V případě koncepce demonstračního vozítka se jedná o elektromotor. Na základě vhodného navržení algoritmů trakčních motorů jsme schopni vhodným rozdělením trakčních sil dosáhnout například optimální rozložení hnacích sil při rozjezdu, resp. při zpomalení vozidla.

1.5 Systém AWS

Systém aktivního natáčení všech kol automobilu (All Wheel Steering). Jde o systém, který ovlivňuje jízdní dynamiku tím, že aktivně natáčí nejen kola přední nápravy, ale i zadní nápravy vozidla. Kola zadní nápravy jsou natáčena pod menším úhlem než kola přední v závislosti na zvoleném převodu řízení mezi nápravami. Tento systém má dva hlavní režimy:

- Protiběžné natočení náprav – s cílem zlepšení manévrovatelnosti vozidla.
- Souhlasné natočení náprav („krabí“ pohyb) – s cílem zlepšení stability.

Provoz automobilu s protiběžně natáčenými nápravami je specifický pro nízké rychlosti, účelem je zlepšení manévrovatelnosti vozidla zejména při parkování a pohybu v městském prostředí. Režim souhlasného natočení náprav je patrný ve vysokých rychlostech, kde má souhlasné natočení náprav příznivý vliv na stabilitu automobilu, například při vyhybacím manévru za špatných adhezních podmínek. [SÝNEK, 2012], [BRABEC & VOŽENÍLEK, 2013].

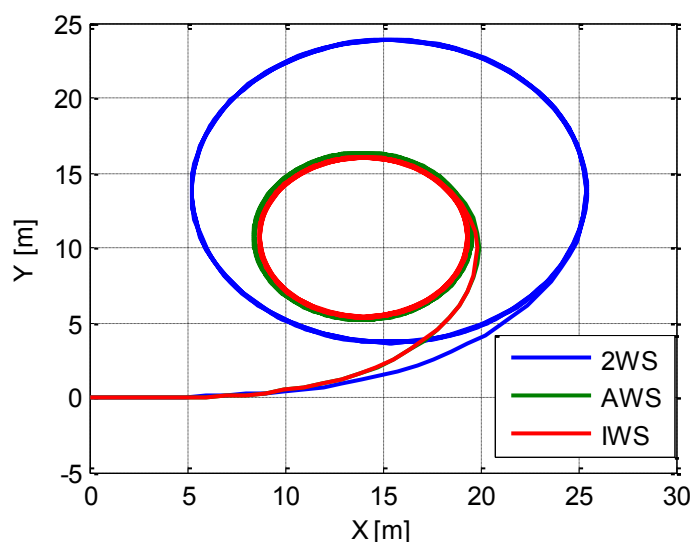


Obr. 4 Systém AWS (vlevo - protiběžné natočení náprav, vpravo - souhlasné natočení náprav)

Uvedené předpoklady zlepšení jízdních vlastností automobilu jsou posuzovány vzhledem k vozidlu s konvenčním systémem řízení 2WS – řízení pouze přední nápravy.

Díky účelu použití demonstračního vozidla nemusí být brán ohled na legislativní požadavky, systém ovládání vozidla je založen na technologii *X By Wire*, to umožňuje ovlivnit směrovou dynamiku vozidla kombinací dříve zmíněných systémů.

Provedeme-li teoretickou definici systému IWS (Individual Wheel Steering), je možné na základě jízdních podmínek natáčet každé kolo individuálně.



Obr. 5 Srovnání koncepcí řízení směru pohybu automobilu

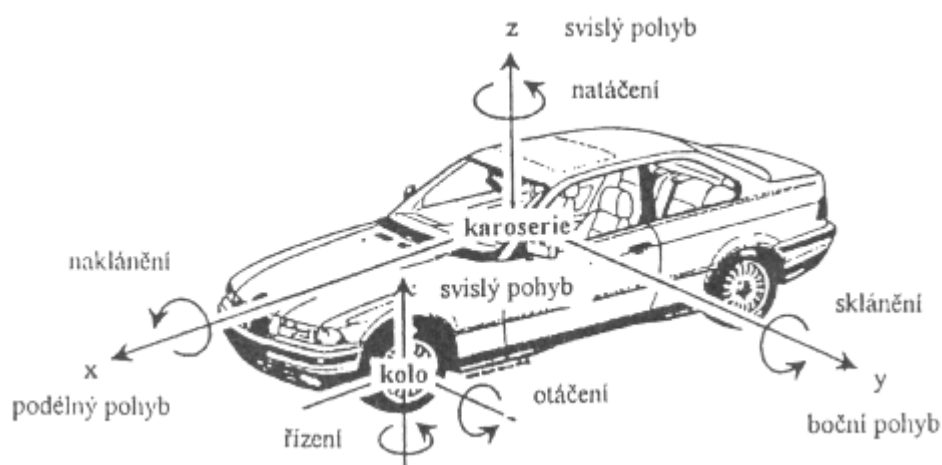
Na základě této definice je zpracována simulační studie, jejíž výsledky jsou uvedeny na obr. 5 - srovnání více koncepcí řízení automobilu. Vidíme, že systém AWS má značně lepší manévrovatelnost automobilu než automobil s 2WS. Při porovnání systému AWS se systémem IWS ovšem sledujeme, že zlepšení manévrovatelnosti není příliš patrné. Studie je vypracována za předpokladu pohybu vozidla po vozovce s dobrými adhezními podmínkami. Všechny systémy řízení jsou navrženy na základě stejných matematických vztahů, je možné, že použití systému IWS na kluzkém nebo nebezpečném povrchu by mohlo být přínosem pro ovládání automobilu. Další využití by systém mohl mít u manipulačních či jinak specializovaných vozítek.

Z uvedených systémů, které slouží k ovlivnění směrové dynamiky vozidel, je vybrán a do simulačního modelu automobilu implementován systém AWS. Přínos tohoto systému při statickém jízdním manévru osobního automobilu je zobrazen na obr. 5. Hlavní důvod použití systému řízení s natáčením všech kol u demonstračního vozidla je ten, že původní konstrukce vozidla vykazuje špatnou manévrovatelnost, tzv. malý rejď. Cílem AWS je zlepšit manévrovatelnost vozidla a docílit chování blízkého klasickému osobnímu automobilu.

2 Matematický model automobilu

Matematické modelování je nespornou součástí vývoje automobilů. Matematický model vozidla představuje účinnou experimentální metodu poznávání vlastností bez nutnosti tvorby fyzického objektu. Matematické modely jsou realizovány pomocí výpočetních matematických programů. Parametrizací a zadáním vstupních parametrů matematického modelu dostáváme model simulační. Na základě znalostí a správného odhadu vstupních parametrů modelu jsme pak schopni posoudit věrohodnost simulačního modelu.

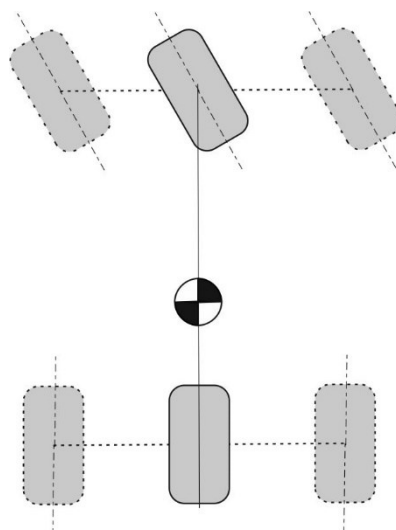
Při modelování dynamiky automobilu zkoumáme především vlastnosti, které souvisí s pohybem celého automobilu nebo jeho karoserie. Polohu a pohyb vozidla popisujeme podle souřadného systému zobrazeného na obr. 6. Na obr. 6 jsou vyznačeny pohyby, které automobil vykonává v jednotlivých směrech a podél jednotlivých os. [NOSKIEVIČ, 1999], [KIENCKE & NIELSEN, 2005], [KOLLHAMMER, 2005].



Obr. 6 Souřadnicový systém k vyjádření pohybů vozidla [NOSKIEVIČ, 1999]

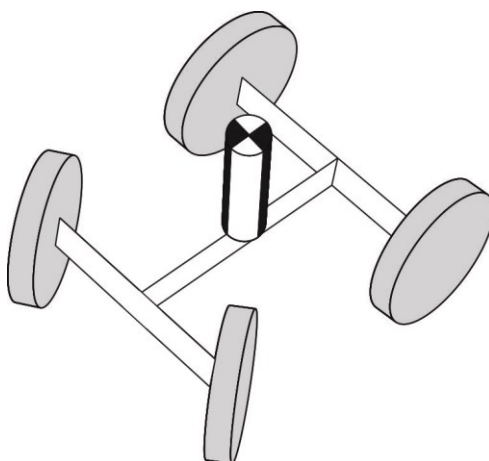
Počátek souřadného systému leží obvykle v těžišti vozidla. Souřadnice x sleduje pohyb automobilu v přímém směru, osa y udává vybočení z „přímého“ směru jízdy a osa z popisuje svislé vychýlení vozidla. [VLK, 2000].

Na základě požadavků na účel a věrohodnost matematického modelu můžeme automobil modelovat několika způsoby. Automobil modelujeme buď jako plošný model, nebo prostorový objekt. Nejjednodušším matematickým modelem je jednostopý plošný model automobilu (obr. 7). V tomto modelu je provedena redukce automobilu na jednostopé vozidlo, přičemž parametry vozidla jsou uváděny pro celou nápravu a rozděluje je rovnoměrně mezi obě kola. Z tohoto modelu je patrné, že automobil má nulový rozchod kol.



Obr. 7 Plošný model automobilu

Na obr. 7 je dále přerušovanou čarou zobrazen plošný model automobilu. Automobil je modelován již jako dvoustopé vozidlo a má nenulový rozchod kol. To umožňuje sledovat například průběh bočních sil při pohybu vozidla v zatáčce. Těžiště automobilu se u plošných modelů nachází v rovině vozovky, proto nelze sledovat klopení a klonění karoserie. Nejsložitějším a nejvěrohodnějším matematickým modelem je prostorový model automobilu, ten odstraňuje nedostatky plošných modelů. Automobil je v tomto případě modelován jako prostorový objekt, vlivem odstředivých sil je možné sledovat prostorové pohyby karoserie. Kvůli zachování robustnosti, věrohodnosti a co nejširšímu využití matematického modelu je v této práci použit prostorový model automobilu. [VLK, 2000], [TŮMA, 1992], [SÝNEK, 2012].



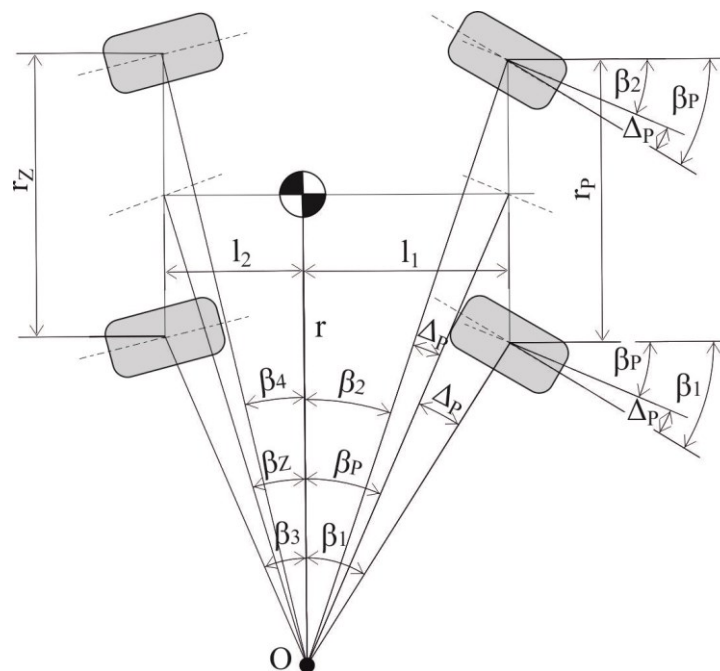
Obr. 8 Prostorový model automobilu

Matematický model směrové dynamiky vozidla je uveden v literárních zdrojích [TŮMA, 1992], [SÝNEK, 2012] a do této práce je převzat a upraven.

Jedná se o prostorový model automobilu pohybujícího se konstantní rychlostí a jsou u něj říditelná všechna kola.

2.1 Natáčení kol vozidla

Při sestavování matematického modelu vozidla, který slouží k analýze směrové dynamiky vozidla, je nutné splnit Ackermannovu geometrickou podmínku. Při pohybu vozidla po kruhové dráze je zřejmé, že každé kolo opisuje jinou trajektorii, proto musí být jednotlivá kola natočena pod rozdílným úhlem. Vzhledem k ose vozidla je vnější kolo natočeno pod větším úhlem než kolo vnitřní. Pokud bychom tuto geometrickou podmínku opomenuli, pneumatiky by se po vozovce smýkaly, nedocházelo by k jejich odvalování. Aby se kola odvalovala a automobil se stal ovladatelným, je nutné docílit otáčení celého vozidla kolem jednoho bodu, který nazýváme střed otáčení O . Splnění geometrické podmínky řízení pro modelované vozidlo je uvedeno na obr. 9. [SAJDL, 2012], [SÝNEK, 2012].



Obr. 9 Natočení jednotlivých kol automobilu

Pro přední nápravu vozidla na obr. 7 je Ackermannova geometrická podmínka vyjádřena vztahem

$$\frac{1}{\tan \beta_2} - \frac{1}{\tan \beta_1} = \frac{r_P}{l_1}, \quad (1)$$

kde je,

l_1 - vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy [m],

r_p - rozchod kol přední nápravy [m],

β_1 - úhel natočení vnitřního předního kola [rad],

β_2 - úhel natočení vnějšího předního kola od [rad].

Natočení jednotlivých kol přední nápravy vyjádříme následujícími vztahy, pro malé úhly uvažujeme $\tan \beta \approx \beta$,

$$\beta_1 = \frac{l_1}{R - \frac{r_p}{2}} = \frac{2l_1}{2R - r_p}, \quad (2)$$

$$\beta_2 = \frac{l_1}{R + \frac{r_p}{2}} = \frac{2l_1}{2R + r_p}, \quad (3)$$

kde je

R - poloměr kruhové dráhy těžiště vozidla [m].

Dle geometrických předpokladů uvedených na obr. 9 odvodíme úhel natočení přední nápravy β_p [rad] jako

$$\beta_p = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{2l_1}{2R - r_p} + \frac{2l_1}{2R + r_p} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{8l_1 R}{4R^2 - r_p^2} \right) = \frac{l_1}{R - \frac{r_p^2}{4r}} \approx \frac{l_1}{R}. \quad (4)$$

Dále odchylka úhlu natočení kol přední nápravy Δ_p [rad] je

$$\Delta_p = \frac{\beta_1 - \beta_2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{2l_1}{2R - r_p} - \frac{2l_1}{2R + r_p} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{4l_1 r_p}{4R^2 - r_p^2} \right) = \frac{l_1 r_p}{2R^2 - \frac{r_p^2}{4}} \approx \frac{l_1}{R} \cdot \frac{r_p}{2R}. \quad (5)$$

Kombinací vztahů (4) a (5) pak dostaneme vztah

$$\Delta_p = \frac{l_1}{R} \cdot \frac{r_p}{2R} = \beta_p \cdot \frac{r_p}{2 \cdot \frac{l_1}{\beta_p}} = \beta_p^2 \cdot \frac{r_p}{2l_1}. \quad (6)$$

Jednotlivá kola přední nápravy pak jsou natočena podle vztahů

$$\beta_1 = \beta_p + \Delta_p = \beta_p + \beta_p^2 \cdot \frac{r_p}{2l_1} = \beta_p \cdot \left(1 + \beta_p \frac{r_p}{2l_1} \right), \quad (7)$$

$$\beta_2 = \beta_p - \Delta_p = \beta_p - \beta_p^2 \cdot \frac{r_p}{2l_1} = \beta_p \cdot \left(1 - \beta_p \frac{r_p}{2l_1} \right). \quad (8)$$

Stejně pak stanovíme vztahy pro natočení kol zadní nápravy

$$\beta_3 = \beta_z + \Delta_z = \beta_z + \beta_z^2 \cdot \frac{r_z}{2l_2} = \beta_z \cdot \left(1 + \beta_z \frac{r_z}{2l_2}\right), \quad (9)$$

$$\beta_4 = \beta_z - \Delta_z = \beta_z - \beta_z^2 \cdot \frac{r_z}{2l_2} = \beta_z \cdot \left(1 - \beta_z \frac{r_z}{2l_2}\right), \quad (10)$$

kde je

r_z - rozchod kol zadní nápravy [m],

l_2 - vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy [m],

β_z - úhel natočení kol zadní nápravy od osy vozidla [rad],

Δ_z - odchylka úhlu natočení kol zadní nápravy [rad],

β_3 - úhel natočení vnitřního zadního kola [rad],

β_4 - úhel natočení vnějšího zadního kola [rad].

2.2 Přílnavost pneumatiky

Přílnavost pneumatiky je schopnost pneumatiky přenést síly z hlediska směrové dynamiky na vozovku. Mezi vozovkou a pneumatikou vzniká boční vodící síla, která je kolmá na svislé zatížení kola. Boční síla je závislá na svislém zatížení kola, směrové úchylce vektoru rychlosti od roviny kolmé k ose otáčení kola a na podmínkách, které určují adhezi vozovky. Směrové vlastnosti pneumatiky jsou určeny vztahem

$$\frac{F_i}{G_i} = \mu_i \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\Delta\alpha_i}{9}\right)\right], \quad (11)$$

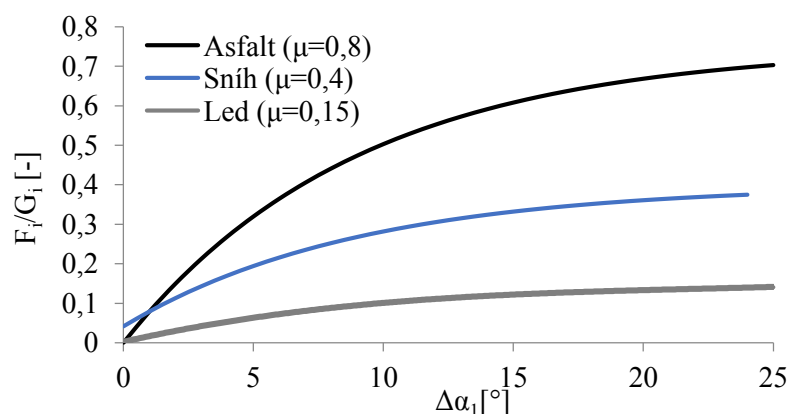
kde je

F_i - boční vodící síla i -tého kola [N],

G_i - svislé dynamické zatížení i -tého kola [N],

$\Delta\alpha_i$ - úhel směrové úchylky vektoru rychlosti pohybu i -tého kola od roviny kolmé na osu tohoto kola [°],

μ_i - součinitel přílnavosti pneumatiky i -tého kola k vozovce [-].



Obr. 10 Modelovaná závislost poměru boční a svislé síly na směrové úchylce a druhu vozovky

Nejvýznamnější faktor, který ovlivňuje přenesení boční vodící síly z pneumatiky na vozovku, je součinitel adheze vozovky μ . Odezva automobilu respektive pneumatiky reagovat na změnu směru jízdy je lepší u automobilu, který se pohybuje po vozovce se suchým asfaltem než u automobilu, který se pohybuje po vozovce pokryté sněhem. Vlivem součinitele přilnavosti při větších hodnotách směrové úchylky $\Delta\alpha_i$ značně klesá možnost přenesení boční vodící síly F_i na vozovku. [VLK, 2000].

Maximální přenositelná boční síla je síla, kterou je schopná pneumatika přenést na vozovku, je omezena přilnavostí vozovky a platí pro ni vztah

$$F_{i_{MAX}} = \mu_i \cdot G_i. \quad (12)$$

Pokud nastane $F_i > F_{i_{MAX}}$, dojde k překročení meze adheze a k bočnímu smyku kola. V důsledku rozdílného svislého zatížení jednotlivých kol a s přihlédnutím k rozdílným adhezním podmínkám na jednotlivých kolech dochází nejprve ke smyku jednoho kola, popřípadě jedné nápravy vozidla. [VLK, 2000], [SZTWIERTNIA, 2006], [JAZAR, 2008].

Velikost součinitele adheze μ je dán širokým spektrem faktorů, kterými jsou například konstrukce a materiál pneumatiky, hloubka a tvar dezénu, nahuštění pneumatiky a podobně. Nejvýznamnější vliv na velikost součinitele adheze μ má povrch vozovky, po kterém se automobil pohybuje. Součinitel adheze je tedy určen podle adhezních podmínek vozovky. Pro různé typy povrchů je pak hodnota součinitele adheze uvedena v tab. 1. [SZTWIERTNIA, 2006], [VLK, 2000].

Tab. 1 Součinitel adheze pro různé druhy vozovky [VLK, 2000], [JAZAR, 2008]

| Druh vozovky | | Součinitel přilnavosti μ |
|---------------------|-------|------------------------------|
| beton | suchý | 0,8 – 0,9 |
| | mokrý | 0,5 – 0,8 |
| asfalt | suchý | 0,6 – 0,9 |
| | mokrý | 0,5 – 0,8 |
| dlažba | suchá | 0,6 – 0,8 |
| | mokrá | 0,3 – 0,5 |
| polní cesta | suchá | 0,4 – 0,6 |
| | mokrá | 0,3 – 0,4 |
| tráva | suchá | 0,4 – 0,6 |
| | mokrá | 0,2 – 0,5 |
| hluboký písek, sníh | | 0,2 – 0,4 |
| led | | 0,1 – 0,15 |

2.3 Rychlost pohybu jednotlivých kol

Při pohybu vozidla po kruhové dráze se každé kolo vozidla pohybuje jinou rychlostí. Vzhledem k vnější souřadné soustavě x, y jsou vektory rychlosti pohybu jednotlivých kol definovány jako součet vektoru rychlosti pohybu těžiště a vektorového součinu úhlové rychlosti stáčení vozidla s polohovým vektorem středů kol v soustavě u, v - soustava je spjatá s automobilem a její střed se nachází v těžišti vozidla. Rychlost pohybu jednotlivých kol je pak dána vztahy

$$v_{ix} = v_x + \omega r_i \cos\left(\gamma_i + \frac{\pi}{2}\right), \quad (13)$$

$$v_{iy} = v_y + \omega r_i \sin\left(\gamma_i + \frac{\pi}{2}\right), \quad (14)$$

kde je

v_{ix} - složka rychlosti pohybu i -tého kola ve směru osy x [ms^{-1}],

v_{iy} - složka rychlosti pohybu i -tého kola ve směru osy y [ms^{-1}],

v_x - složka rychlosti těžiště vozidla ve směru osy x [ms^{-1}],

v_y - složka rychlosti těžiště vozidla ve směru osy y [ms^{-1}],

r_i - vzdálenost středu i -tého kola od těžiště vozidla [m],

γ_i - úhel směru polohového vektoru ke středu i -tého kola [rad],

ω - úhlová rychlost stáčení vozidla [rads^{-1}].

Pro úhly směru vektorů rychlosti jednotlivých kol platí

$$\alpha_i = \arctg \frac{v_{iy}}{v_{ix}}, \quad (15)$$

kde je

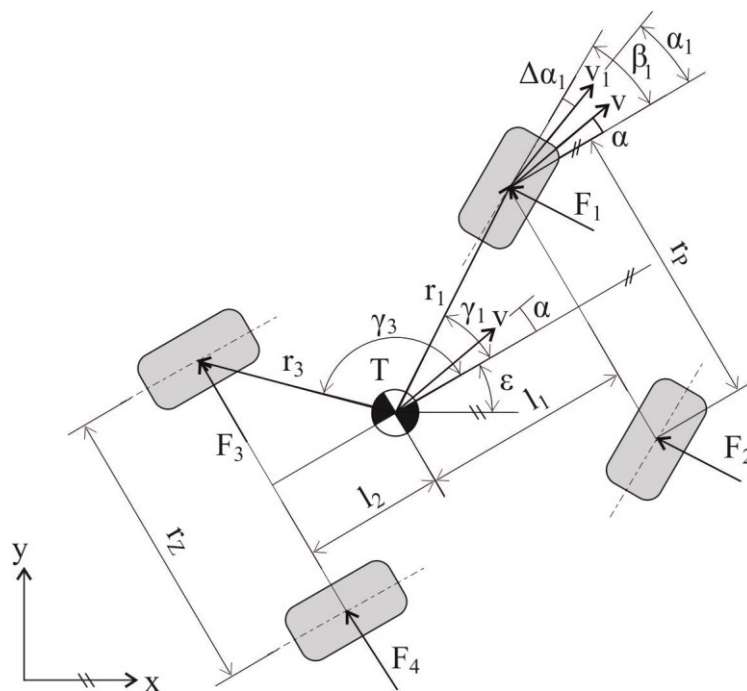
α_i - úhel směrové úchylky vektoru rychlosti pohybu i -tého kola od osy vozidla [rad].

Směrová úchylka vektoru rychlosti pohybu jednotlivých kol je

$$\Delta\alpha_i = \beta_i - \alpha_i, \quad (16)$$

kde je

β_i - úhel natočení i -tého kola od osy vozidla [rad].



Obr. 11 Analytický model vozidla při jízdě v oblouku

2.4 Pohyb vozidla konstantní rychlostí

Modelované vozidlo se pohybuje konstantní rychlostí, z toho plyne, že absolutní velikost vektoru rychlosti pohybu těžiště je konstantní. Na základě tohoto předpokladu je zrychlení ve směru tečny k dráze pohybu těžiště nulové

$$a_t = 0. \quad (17)$$

Z toho plyne, že součet sil příslušných k tomuto směru je také nulový. Předpokladem je kompenzace tečné složky bočních a hnacích sil, jejichž velikost se přizpůsobuje složkám bočních sil. Normálové složky hnacích sil

zanedbáme, ve směru normály k dráze pohybu těžiště se uplatní pouze normálové složky bočních sil

$$F_{in} = F_i \cos(\beta_i - \alpha), \quad (18)$$

kde je

F_{in} - normálová složka boční vodící síly i -tého kola [N],

α - úhel směrové úchyly vektoru rychlosti pohybu těžiště od osy vozidla [rad].

Pohyb těžiště vozidla ve směru tečny je tedy bez zrychlení, pohybovou rovnici pro tento směr zanedbáme. Definujeme dvě pohybové rovnice. První pohybová rovnice je sestavena pro pohyb těžiště ve směru normály, druhá pohybová rovnice popisuje stáčení vozidla, které je vyvoláno silovými momenty od normálových složek pohybu těžiště. Pohybové rovnice jsou

$$ma_n = \sum_i F_{in}, \quad (19)$$

$$J\ddot{\varepsilon} = \sum_i F_{in} r_i \cos(\gamma_i - \alpha), \quad (20)$$

kde je

a_n - zrychlení těžiště ve směru normály k dráze těžiště [ms^{-2}],

J - moment setrvačnosti vozidla kolem svislé osy [kgm^2],

m - hmotnost vozidla [kg],

ε - úhel stočení osy vozidla ve vnější souřadné soustavě [rad].

Pohybové rovnice upravíme do tvaru

$$mv(\dot{\varepsilon} + \dot{\alpha}) = \sum_i F_{in}, \quad (21)$$

$$J\ddot{\varepsilon} = \sum_i F_{in} r_i \cos(\gamma_i - \alpha), \quad (22)$$

kde je

v - rychlost těžiště vozidla [ms^{-1}].

2.5 Klopení a klonění karoserie

Do vyšetřování směrové dynamiky vozidla zahrnujeme také vznik pohybů karoserie. Klopení karoserie je pozorováno kolem podélné osy, klonění pak kolem příčné osy vozidla. Klopné momenty karoserie vznikají působením odstředivé a gravitační síly. Působíště odstředivé síly je v těžišti odpružených hmot, gravitační síla působí v těžišti

posunutém mimo svislou osu, která se nachází v ose otáčení karoserie. Odstředivou sílu rozložíme do dvou složek vzhledem k souřadné soustavě u, v spojené s vozidlem. Podélná složka způsobuje naklápění karoserie, příčná složka předklánění karoserie. Na základě těchto předpokladů pak pro klopné momenty dostáváme vztah

$$M_u = h_T \sum_i F_{inu} + h_T m' g \varphi_u, \quad (23)$$

$$M_v = h_T \sum_i F_{inv} + h_T m' g \varphi_v, \quad (24)$$

kde je

F_{inu} - normálová složka boční vodící síly ve směru podélné osy vozidla [N],

F_{inv} - normálová složka boční vodící síly ve směru příčné osy vozidla [N],

g - gravitační zrychlení [ms^{-2}],

h_T - výška těžiště odpružených hmot nad osou klopení [m],

m' - hmotnost karoserie (odpružených hmot) [kg],

M_u - klopný moment ve směru podélné osy vozidla [Nm],

M_v - klopný moment ve směru příčné osy vozidla [Nm],

φ_u - úhel klopení karoserie ve směru podélné osy vozidla [rad],

φ_v - úhel klopení karoserie ve směru příčné osy vozidla [rad].

K tlumení prostorových pohybů karoserie slouží pružiny pérování automobilu. Pro jednoduchost předpokládáme lineární charakteristiku pružení. Pro tuhost pružin přední a zadní nápravy platí vztah

$$c_P l_1 = c_Z l_2, \quad (25)$$

kde je

c_P - tuhost pérování přední nápravy [Nm^{-1}],

c_Z - tuhost pérování zadní nápravy [Nm^{-1}].

Pokud jsou pohyby karoserie velmi zatlumeny a změny dynamiky vozidla jsou pomalé, můžeme tyto pohyby pokládat za kvazistatické, za tohoto stavu lze upravit obecné diferenciální pohybové rovnice do tvaru

$$0 = -2l_s^2(c_P + c_Z)\varphi_u + M_u, \quad (26)$$

$$0 = -2(c_P b_1^2 + c_Z b_2^2)\varphi_v + M_v, \quad (27)$$

kde je

l_s - vzdálenost kola od osy vozidla (polovina rozchodu) [m],

b_1 - vzdálenost těžiště odpružených hmot od přední nápravy [m],

b_2 - vzdálenost těžiště odpružených hmot od zadní nápravy [m].

Ze vztahů (23) až (27) pak stanovíme vztahy pro výpočet úhlu klopení a úhlu klonění

$$\varphi_u = \frac{h_T \sum_i F_{inu}}{2l_s^2(c_P + c_Z) - h_T m'g}, \quad (28)$$

$$\varphi_v = \frac{h_T \sum_i F_{inv}}{2(c_P b_1^2 + c_Z b_2^2) - h_T m'g}. \quad (29)$$

Za předpokladu, že se osy naklápění nachází v rovině vozovky, lze svislé síly působící na jednotlivá kola stanovit ze vztahů

$$G_1 = G_P - c_P(l_s \varphi_u - b_1 \varphi_v), \quad (30)$$

$$G_2 = G_P + c_P(l_s \varphi_u + b_1 \varphi_v), \quad (31)$$

$$G_3 = G_Z - c_Z(l_s \varphi_u + b_2 \varphi_v), \quad (32)$$

$$G_4 = G_Z + c_Z(l_s \varphi_u - b_2 \varphi_v), \quad (33)$$

kde je

G_1 - dynamické zatížení předního vnitřního kola [N],

G_2 - dynamické zatížení předního vnějšího kola [N],

G_3 - dynamické zatížení zadního vnitřního kola [N],

G_4 - dynamické zatížení zadního vnějšího kola [N],

G_P - statické zatížení přední nápravy [N],

G_Z - statické zatížení zadní nápravy [N].

Zjednodušením modelu klopení karoserie dochází ke zjednodušení diferenciálních rovnic o čtyři řády. Díky tomuto zjednodušení není výpočet směrové dynamiky vozidla podstatně ovlivněn, tato část matematického modelu automobilu vyšetřuje pouze působení odstředivých sil na rozdělení zatížení kol bočními silami.

Analytické řešení soustavy diferenciálních rovnic neexistuje, protože soustava je nelineární. Pro nepřesnost výsledku není aplikovatelná linearizace, jedinou metodou výpočtu je numerická integrace. Výpočet pomocí numerické integrace aplikujeme na soustavu upravených diferenciálních rovnic

$$\dot{\alpha} = \frac{1}{mv} \sum_i F_{in} - \omega, \quad (34)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J} \sum_i F_{in} r_i \cos(\gamma_i - \alpha), \quad (35)$$

$$\dot{\varepsilon} = \omega, \quad (36)$$

$$\dot{x} = v \cos(\alpha + \varepsilon), \quad (37)$$

$$\dot{y} = v \sin(\alpha + \varepsilon), \quad (38)$$

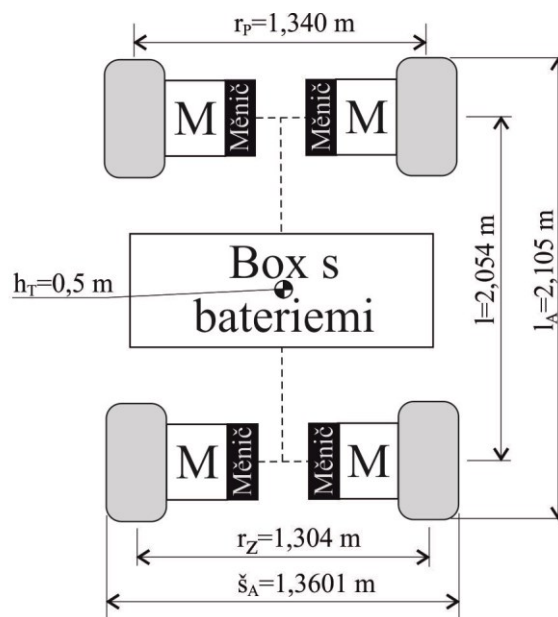
kde je

x - souřadnice polohy těžiště vozidla [m],

y - souřadnice polohy těžiště vozidla [m].

3 Simulační studie chování vozidla se systémem AWS

Vzhledem k účelu práce je v této kapitole vypracována simulační studie chování vozidla DEMOCAR. Koncepte tohoto demonstračního vozidla je založena na elektrickém pohonu a systému oddělené trakce. Základ podvozku vozidla je převzat z terénní čtyřkolky značky Goes typu 625i a je upraven. Každé kolo vozidla je osazeno vlastním elektromotorem s měničem a v centrální části podvozku je umístěn box s bateriemi, ten má velký vliv na změnu rozložení hmotnosti vozidla, což je znatelné zejména při dynamických jízdách manévrech. Koncepte vozidla je uvedena na obr. 12.

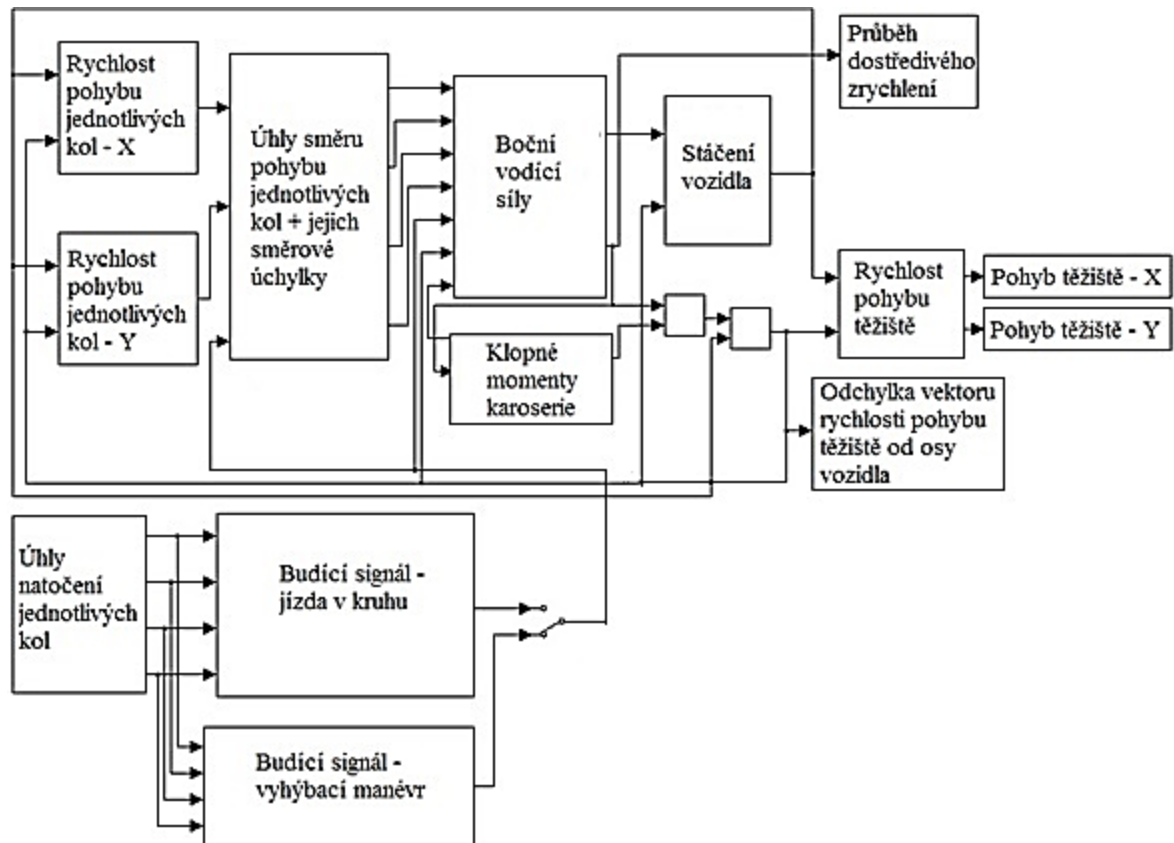


Obr. 12 Koncepte vozidla DEMOCAR

Cílem simulační studie je nahrazení konvenčního systému řízení 2WS systémem řízení všech kol AWS. Simulační model vozidla je sestaven dle matematických vztahů uvedených v předchozí kapitole a simulace je provedena prostřednictvím matematického softwaru MATLAB – Simulink. Vstupní parametry modelu jsou matematicky vypočítány dle parametrů vozidla nebo jsou experimentálně odhadnuty.

Simulační model vozidla je tvořen jednotlivými subsystémy, které jsou spojeny do jednoho celku. Subsystémy jsou členěny systematicky a slouží k lepší orientaci a přehledu modelu. Simulační model vozidla je vytvořen s následujícími dispozicemi:

- Vstupem do modelu je natočení přední nápravy, soustava řízení je zanedbána.
- Automobil se pohybuje konstantní rychlostí – zrychlení ve směru tečny k dráze pohybu je nulové.
- Vzdálenost středů jednotlivých kol od těžiště automobilu je konstantní.



Obr. 13 Blokové schéma simulačního modelu

Na obr. 13 je zobrazeno zjednodušené blokové schéma simulačního modelu. Kvůli rozsahu a členitosti simulačního modelu je simulační model zobrazen v příloze práce.

3.1 Parametry vozidla

Vstupní parametry vozidla slouží pro inicializaci simulačního modelu. Schematicky jsou tyto veličiny zobrazeny na obr. 11. Parametry modelu jsou definovány na základě následujících matematických vztahů a předpokladů.

- Statické zatížení jednotlivých náprav:

Statické zatížení náprav vozidla vychází z rozložení hmotnosti nepohybujícího se vozidla mezi jednotlivé nápravy a je určeno vztahy

$$G_P = m_P \cdot g, \quad (39)$$

$$G_Z = m_Z \cdot g, \quad (40)$$

kde je

m_P - statická hmotnost působící na přední nápravu vozidla [kg],

m_Z - statická hmotnost působící na zadní nápravu vozidla [kg].

- Moment setrvačnosti vozidla

Moment setrvačnosti vozidla kolem jeho svislé osy je vypočten za zjednodušujícího předpokladu, že automobil je těleso tvaru kvádr. [JAZAR, 2008].

$$J = \frac{1}{12} m (\dot{s}_A^2 + l_A^2), \quad (41)$$

kde je

\dot{s}_A – šířka vozidla [m],

l_A – délka vozidla [m].

- Poloha těžiště

Polohu těžiště určíme z momentové rovnováhy

$$G_P \cdot l_1 = G_Z \cdot l_2, \quad (42)$$

a ze vztahu

$$l_1 + l_2 = l. \quad (43)$$

- Vzdálenost středů kol od těžiště vozidla

Vzdálenosti středů kol přední nápravy jsou určeny vztahem

$$r_1 = r_2 = \sqrt{l_1^2 + \left(\frac{r_P}{2}\right)^2}. \quad (44)$$

Obdobně pak určíme vzdálenost středů kol zadní nápravy

$$r_3 = r_4 = \sqrt{l_2^2 + \left(\frac{r_Z}{2}\right)^2}. \quad (45)$$

- Úhel směru polohového vektoru jednotlivých kol

Úhly směru polohových vektorů jsou určeny následujícími vztahy.

Tyto vztahy jsou vyjádřeny v závislosti na poloze jednotlivého kola v příslušném kvadrantu vůči souřadnicovému systému spjatému s vozidlem.

$$\gamma_1 = \arccos \frac{l_1}{r_1}, \quad (46)$$

$$\gamma_2 = 2\pi - \arccos \frac{l_1}{r_2}, \quad (47)$$

$$\gamma_3 = \pi - \arccos \frac{l_2}{r_3}, \quad (48)$$

$$\gamma_4 = \pi + \arccos \frac{l_2}{r_4}, \quad (49)$$

Přehled a vyčíslení vstupních parametrů simulačního modelu je uveden v tab. 2. Uvedené parametry vozidla jsou v průběhu simulace konstantní.

Tab. 2 Parametry vozidla

| Popis | Označení | Hodnota | Jednotka |
|--|-------------|---------|---------------------|
| Rozvor náprav | l | 2,054 | [m] |
| Rozchod kol přední nápravy | r_P | 1,340 | [m] |
| Rozchod kol zadní nápravy | r_Z | 1,304 | [m] |
| Celková hmotnost vozidla | m | 480 | [kg] |
| Statické zatížení přední nápravy (PN) | G_P | 2452,5 | [N] |
| Statické zatížení zadní nápravy (ZN) | G_Z | 2256,3 | [N] |
| Délka vozidla | l_A | 2,105 | [m] |
| Šířka vozidla | \dot{s}_A | 1,3601 | [m] |
| Moment setrvačnosti | J | 251,2 | [kgm ²] |
| Vzdálenost těžiště od PN | l_1 | 0,984 | [m] |
| Vzdálenost těžiště od ZN | l_2 | 1,070 | [m] |
| Hmotnost odpružených hmot (karoserie) | m' | 360 | [kg] |
| Vzdálenost kola od osy vozidla | l_s | 0,661 | [m] |
| Výška těžiště odpružených hmot | h_T | 0,5 | [m] |
| Vzdálenost těžiště odpružených hmot od PN | b_1 | 0,970 | [m] |
| Vzdálenost těžiště odpružených hmot od ZN | b_2 | 1,084 | [m] |
| Tuhost pérování kola přední nápravy | c_P | 40871,7 | [Nm ⁻¹] |
| Tuhost pérování kola zadní nápravy | c_Z | 37586,8 | [Nm ⁻¹] |
| Vzdálenost středu i -tého kola od těžiště | r_1 | 1,190 | [m] |
| | r_2 | 1,190 | [m] |
| | r_3 | 1,253 | [m] |
| | r_4 | 1,253 | [m] |
| Úhel směru polohového vektoru i -tého kola | γ_1 | 0,598 | [rad] |
| | γ_2 | 5,685 | [rad] |
| | γ_3 | 2,594 | [rad] |
| | γ_4 | 3,689 | [rad] |

Další skupinu tvoří parametry, které ovlivňují jízdní dynamiku vozidla a povrch, po kterém se automobil pohybuje. Přehled těchto parametrů je uveden v tab. 3.

Tab. 3 Parametry ovlivňující dynamiku vozidla

| Popis | Označení | Jednotka |
|--|-----------|--------------------|
| Rychlost vozidla | v | $[\text{ms}^{-1}]$ |
| Úhel natočení kol přední nápravy od osy vozidla | β_p | $[\text{rad}]$ |
| Převodový poměr mezi natočením kol přední a zadní nápravy | k_p | $[-]$ |
| Úhel natočení kol zadní nápravy od osy vozidla | β_z | $[\text{rad}]$ |
| Součinitel přilnavosti pneumatik vozidla k povrchu vozovky | μ | $[-]$ |

Systém AWS je modelován tak, že natočení kol přední nápravy je vůči natočení kol nápravy zadní vázáno převodovým poměrem k_p . Kola zadní nápravy jsou natočena podle vztahu

$$\beta_z = k_p \beta_p, \quad (50)$$

kde je

k_p – poměr mezi natočením kol přední a zadní nápravy $[-]$.

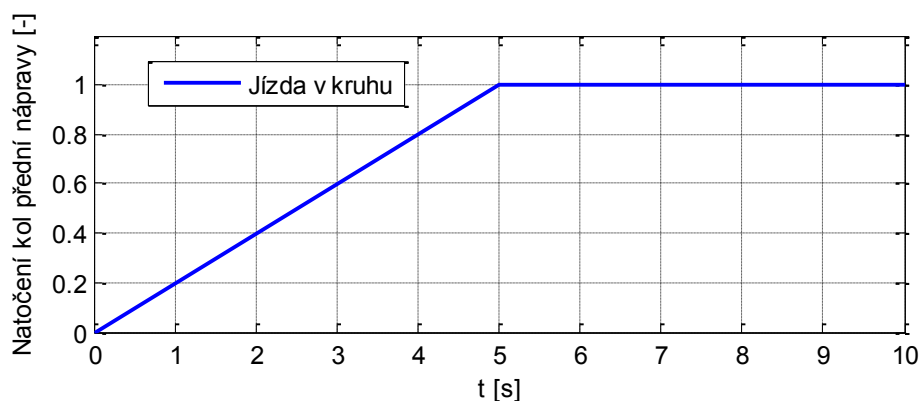
Hodnota poměru k_p udává procentuální natočení kol zadní nápravy vůči nápravě přední. Dále poměr k_p informuje o smyslu natočení jednotlivých náprav. Pro hodnoty $k_p < 0$ jsou nápravy natočeny protiběžně, v opačném případě kdy jsou hodnoty $k_p > 0$ jsou nápravy natočeny ve stejném smyslu.

3.2 Jízdní manévry

Abychom mohli na modelovaném automobilu pozorovat a analyzovat dynamické chování, je nutné soustavu automobilu budit prostřednictvím vhodných vstupních signálů. Pomocí bloku „Signal Builder“ jsou modelovány standardizované jízdní manévry. Je definován pohyb automobilu po kruhové trajektorii a dále pak vyhýbací jízdní manévr, který představuje objíždění překážky na vozovce.

3.2.1 Jízda v oblouku

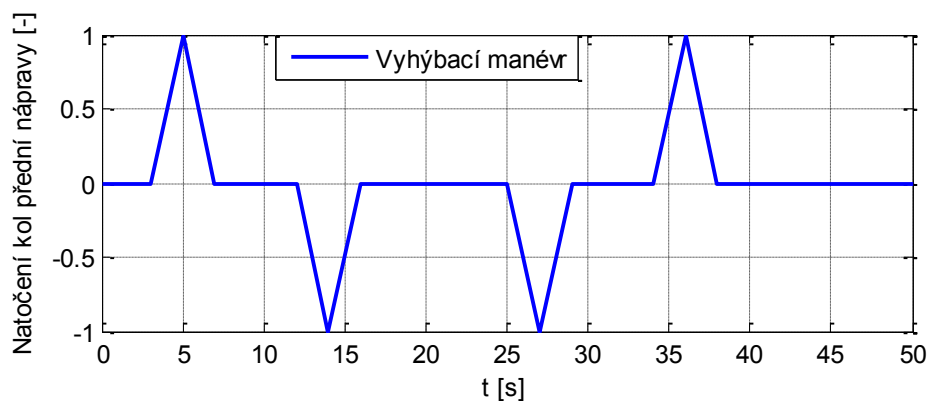
Jedná se o statický jízdní manévř, který simuluje pohyb automobilu po kruhové dráze. Poloměr dráhy vozidla je určen vstupními parametry, natočením kol a rychlostí pohybu automobilu. Manévř jízdy v kruhu je vhodný pro analýzu chování vozidla při nízkých rychlostech, tedy při režimu protiběžného natočení náprav. Modelované natočení kol je zobrazeno na obr. 14, kde část průběhu pro čas simulace $t < 5$ s představuje postupné natočení kol z nulové polohy do polohy žádané.



Obr. 14 Budicí signál - jízda v oblouku

3.2.2 Objíždění překážky

Vyhýbací jízdní manévř simuluje objíždění překážky před vozidlem. Při tomto manévřu je analyzován pohyb vozidla při vyšších rychlostech – režim souhlasného natočení náprav. Cílem tohoto manévřu je posouzení vlastností vozidla tak, aby byla jeho odezva na změnu směru při objíždění překážky co nejmenší, současně se zachováním stability. Průběh natočení kol při tomto jízdním manévřu je zobrazeno na obr. 15. Dle průběhu budicího signálu sledujeme, že se zpočátku automobil pohybuje po přímé dráze, jakmile řidič spatří překážku, vybočí z přímého směru, objede překážku a následně se vrátí zpátky do původního směru jízdy.



Obr. 15 Budicí signál - vyhýbací manévř

4 Studie chování vozidla se systémem AWS

Studie chování automobilu je provedena za použití jízdních manévru, které jsou definovány v předchozí kapitole. Předpokladem pro zpracování simulační studie je pohyb automobilu po suchém asfaltu (součinitel adheze všech pneumatik $\mu = 0,8$). Optimální hodnota poměru natočení náprav vozidla k_p je stanovena v závislosti na rychlosti vozidla současně s ohledem na další parametry, kterými jsou například součinitel opotřebení pneumatik nebo velikost dostředivého zrychlení.

Režim protichůdného natočení kol systému AWS je analyzován na statickém jízdním manévru. Naopak režim souběžného natočení náprav vozidla je analyzován na dynamickém jízdním manévru.

4.1 Volba režimu AWS

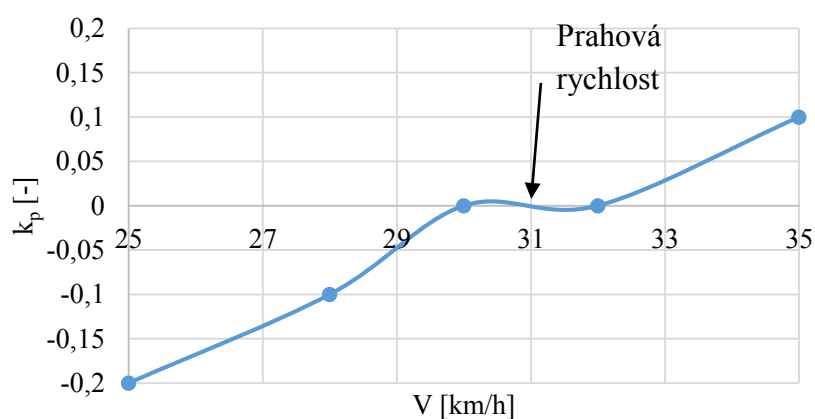
Nejprve je nutné stanovit tzv. prahovou rychlost, při které dochází ke změně orientace natočení náprav. Obecně platí, že kola zadní nápravy jsou natočena pod menším úhlem než kola nápravy přední. Speciální případ nastává při rovnosti rychlosti automobilu s rychlostí prahovou, v tomto stavu je převodový poměr $k_p = 0$ - automobil má řízené pouze kola přední nápravy. Prahová rychlost je stanovena na základě ovladatelnosti vozidla. Ovladatelnost vozidla je charakterizována jako odezva automobilu na změnu směru jízdy. Ovladatelnost je posuzována podle hodnoty směrové úchylky α a snahou je co nejvíce se přiblížit stavu ideálnímu ($\alpha \rightarrow 0$). Čím je hodnota úhlu α menší, tím lepší má řidič pocit kontroly nad vozem.

Při stanovení prahové rychlosti zvolíme konstantní hodnotu natočení kol přední nápravy, změnou rychlosti vozidla a vhodného poměru k_p posuzovaného podle velikosti směrové odchylky α pak najdeme hledanou rychlost, při které je hodnota $k_p = 0$. Analýza je zpracována na vyhýbacím jízdní manévru, konkrétně na úvodní část manévru - odchylka je sledována v čase $t = 5$ s dle průběhu uvedeného na obr. 15. V tab. 4 jsou zobrazeny výsledky této analýzy, přičemž tučně zvýrazněné řádky označují nejpříznivější hodnoty. Je simulováno pouze úzké spektrum rychlostí, ve kterém se dle teoretických předpokladů nachází prahová rychlost.

Tab. 4 Analýza změny orientace natočení náprav

| $\beta_P [^\circ]$ | $\beta_P [\text{rad}]$ | $V [\text{km/h}]$ | $v [\text{m/s}]$ | $k_p [-]$ | $\alpha [\text{rad}]$ |
|--------------------|------------------------|-------------------|------------------|-------------|-----------------------|
| 10 | 0,1745 | 25 | 6,9444 | -0,2 | 0,0163 |
| | | | | -0,1 | 0,0296 |
| | | | | 0 | 0,0427 |
| | | 28 | 7,7778 | -0,1 | 0,0147 |
| | | | | 0 | 0,0295 |
| | | | | 0,1 | 0,044 |
| | | 30 | 8,3333 | 0 | 0,0195 |
| | | | | 0,1 | 0,0352 |
| | | 32 | 8,8889 | 0 | 0,0105 |
| | | | | 0,1 | 0,0257 |
| 35 | 9,7222 | 0,1 | 0,0119 | | |
| | | 0,2 | 0,0285 | | |

Na základě optimálních hodnot z tab. 4 je na obr. 16 uvedena závislost převodového poměru k_p na rychlosti vozidla.



Obr. 16 Určení rychlosti pro změnu režimu systému AWS

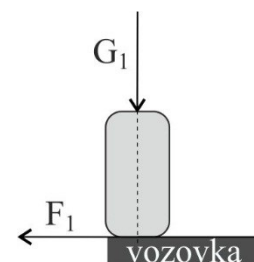
Na obr. 16 je graficky vyznačena hledaná prahová rychlost $V_{\text{PRAH}} = 31 \text{ km/h}$, při které dojde ke změně orientace natočení náprav vozidla.

4.2 Režim nesouhlasného natočení kol AWS

Při režimu nesouhlasného natočení kol ($k_p < 0$) předpokládáme, že se automobil pohybuje nízkou rychlostí. Tento fakt dokládá i povaha průběhu zobrazeného na obr. 16, na kterém má automobil protichůdně natočena kola pro rychlosti $V < 31 \text{ km/h}$. Jak již bylo uvedeno v teoretickém úvodu, kola automobilu jsou natočena nesouhlasně za účelem dosažení lepší manévrovatelnosti vozidla.

Analýza tohoto režimu AWS je provedena na jízdním manévru jízdy v kruhu. Prioritou při stanovení optimální hodnoty převodového poměru k_p pro malé rychlosti automobilu je zmenšení poloměru kruhové trajektorie s přihlédnutím k opotřebením pneumatik.

Využití přilnavosti pneumatik definujeme podle obr. 17 jako poměr mezi boční vodící silou F a svislým zatížením G . Tento poměr vzájemně porovnáváme s velikostí dostředivého zrychlení



Obr. 17 Síly působící na pneumatiku

$$a_n = \frac{v^2}{R}, \quad (51)$$

Dílčí rychlosti vozidla jsou pro všechny kombinace natočení kol vozidla stejné a velikost dostředivého zrychlení je závislá pouze na poloměru dráhy automobilu. Vhodnost k_p je posuzována na základě součinu poloměru kruhové dráhy vozidla a poměru využití adheze. Součin těchto parametrů je vztažen k přednímu vnitřnímu kolu automobilu ($i = 1$) pro $k_p = 0$ - bráno jako referenční hodnota a ostatní parametry stejného charakteru jsou vůči ní posuzovány v [%]. Dále je určena jejich průměrná hodnota, která je také vztažena ke stejné kombinaci kol ($k_p = 0$), opět v [%].

Podle variačního koeficientu je porovnána vzájemná variabilita výše uvedeného součinu poměru využití adheze a poloměru dráhy vozidla pro jednotlivé poměry k_p . Čím menší je variační koeficient, tím menší je rozptyl hodnot od průměrné hodnoty.

Pro snížení opotřebením pneumatik automobilu je žádoucí, aby bylo dosaženo rovnoměrného a co nejmenšího průměrného zatížení pneumatik na všech kolech automobilu.

Vzhledem k rozsahu dat potřebných ke zpracování analýzy je uveden pouze příklad dílčí analýzy.

U vybrané dílčí analýzy jsou vstupními parametry rychlost vozidla $V = 20 \text{ km/h}$ a natočení kol přední nápravy $\beta_p = 10^\circ$.

V tab. 5 jsou uvedeny nasimulované hodnoty, které slouží k dalšímu zpracování pro stanovení optimálního převodového poměru k_p .

Tab. 5 Stanovení převodového poměru při rychlosti 20 km/h - simulační hodnoty

| $V [\text{km/h}]$ | $\beta_p [^\circ]$ | $k_p [-]$ | $F_1/G_1 [-]$ | $F_2/G_2 [-]$ | $F_3/G_3 [-]$ | $F_4/G_4 [-]$ | $R [\text{m}]$ |
|-------------------|--------------------|-------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|
| 20 | 10 | -1 | 0,3075 | 0,2552 | 0,4241 | 0,1104 | 5,8318 |
| | | -0,9 | 0,2921 | 0,2372 | 0,39 | 0,1179 | 6,1599 |
| | | -0,8 | 0,2775 | 0,2196 | 0,3565 | 0,1248 | 6,5195 |
| | | -0,7 | 0,2638 | 0,2023 | 0,324 | 0,1309 | 6,9167 |
| | | -0,6 | 0,2508 | 0,1852 | 0,2927 | 0,1358 | 7,3588 |
| | | -0,5 | 0,2385 | 0,1683 | 0,2628 | 0,1393 | 7,8575 |
| | | -0,4 | 0,2267 | 0,1514 | 0,2346 | 0,1411 | 8,4197 |
| | | -0,3 | 0,2155 | 0,1346 | 0,2082 | 0,1411 | 9,0668 |
| | | -0,2 | 0,1519 | 0,073 | 0,2157 | 0,1656 | 10,5515 |
| | | -0,1 | 0,1025 | 0,0245 | 0,2287 | 0,1918 | 11,8050 |
| | | 0 | 0,0679 | -0,0112 | 0,2434 | 0,2162 | 12,6322 |

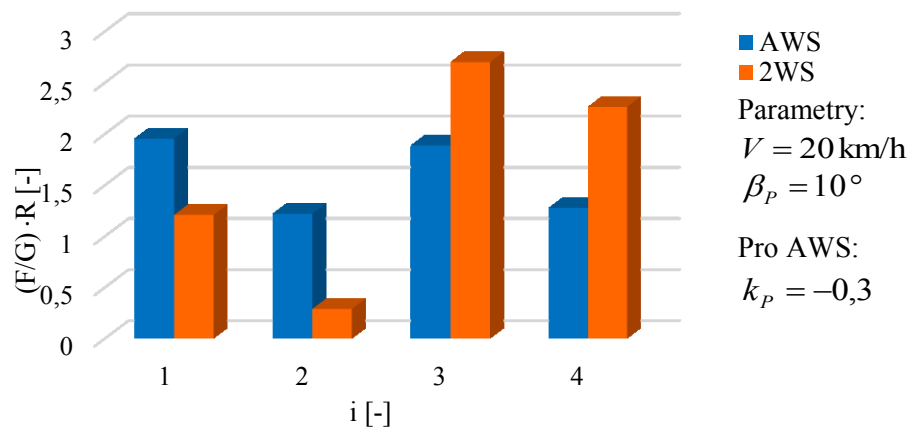
V tab. 6 je uveden další postup analýzy, vstupními hodnotami jsou údaje z tab. 5.

Tab. 6 Stanovení převodového poměru při rychlosti 20 km/h - statistické hodnoty

| $k_p [-]$ | Součin $F_i/G_i \cdot R$ vzhledem k $F_1/G_1 \cdot R$ pro $k_p=0$ [%] | | | | Průměr ke $k_p=0$ [%] | Variační koeficient [%] |
|-------------|---|-------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|-------------------------|
| | $F_1/G_1 \cdot R$ | $F_2/G_2 \cdot R$ | $F_3/G_3 \cdot R$ | $F_4/G_4 \cdot R$ | | |
| -1 | 109,07 | 73,51 | 188,35 | -24,94 | -3,60 | 41,07 |
| -0,9 | 109,78 | 70,35 | 180,09 | -15,33 | -3,87 | 37,90 |
| -0,8 | 110,93 | 66,92 | 170,97 | -5,14 | -4,18 | 34,56 |
| -0,7 | 112,73 | 63,13 | 161,27 | 5,56 | -4,42 | 31,14 |
| -0,6 | 115,17 | 58,89 | 151,12 | 16,51 | -4,67 | 27,83 |
| -0,5 | 118,49 | 54,18 | 140,75 | 27,61 | -4,84 | 24,84 |
| -0,4 | 122,54 | 48,62 | 130,29 | 38,51 | -5,11 | 22,53 |
| -0,3 | 127,80 | 42,28 | 120,08 | 49,15 | -5,27 | 21,25 |
| -0,2 | 86,86 | -10,20 | 165,35 | 103,72 | -3,66 | 33,78 |
| -0,1 | 41,07 | -66,28 | 214,76 | 163,98 | -1,71 | 58,06 |
| 0 | 0,00 | -116,49 | 258,47 | 218,41 | 0,00 | 81,33 |

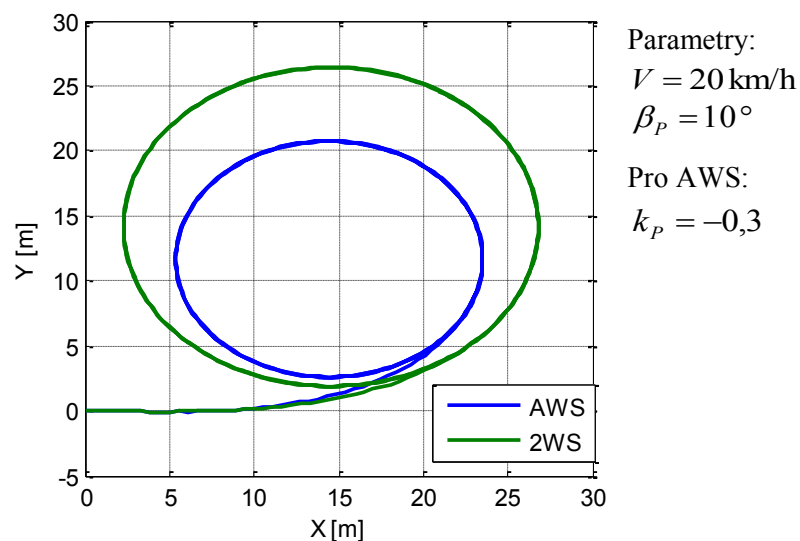
V tab. 5 i v tab. 6 je dosažené optimálním řešením zvýrazněno tučně. Ideální převodový poměr v tomto případě je $k_p = -0,3$. Podle průměrné hodnoty zatížení pneumatik a variačního koeficientu sledujeme, že systém AWS má vliv na zlepšení říditelnosti automobilu i na snížení opotřebení pneumatik. Grafická interpretace srovnání

čerpání adheze systému AWS a systému 2WS je uvedena na obr. 18. Na první pohled je patrné, že hodnoty systému AWS jsou vyrovnanější a mají menší průměrnou hodnotu než hodnoty systému 2WS.



Obr. 18 Porovnání opotřebení pneumatik

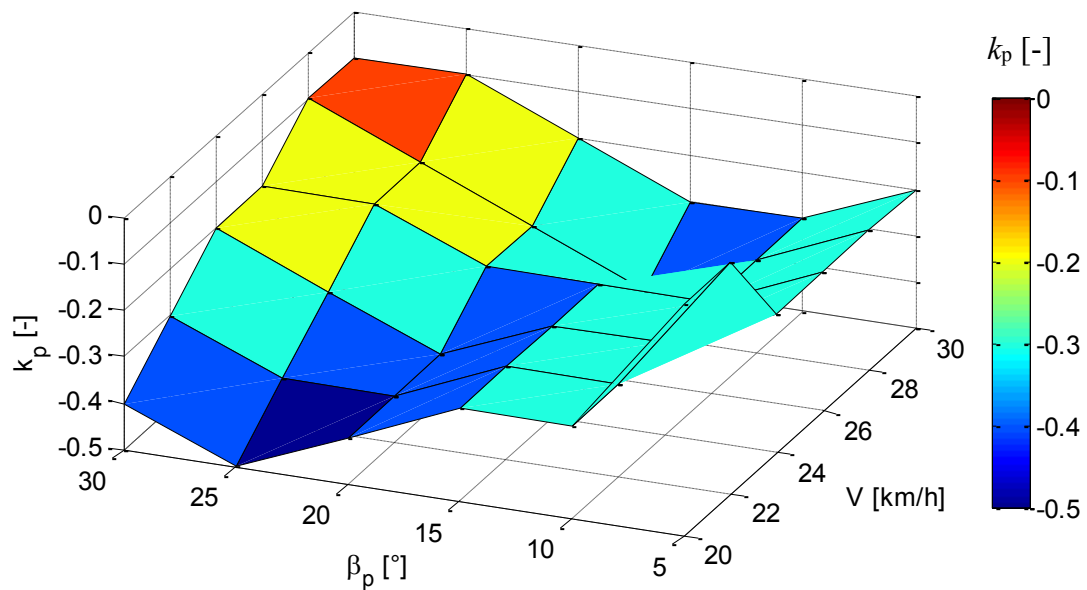
Odezva pohybu těžiště vozidla při obdobných parametrech je uvedena na obr. 19. Vidíme, že při natočení obou náprav je poloměr trajektorie automobilu znatelně menší.



Obr. 19 Trajektorie vozidla při jízdě v kruhu (porovnání AWS a 2WS)

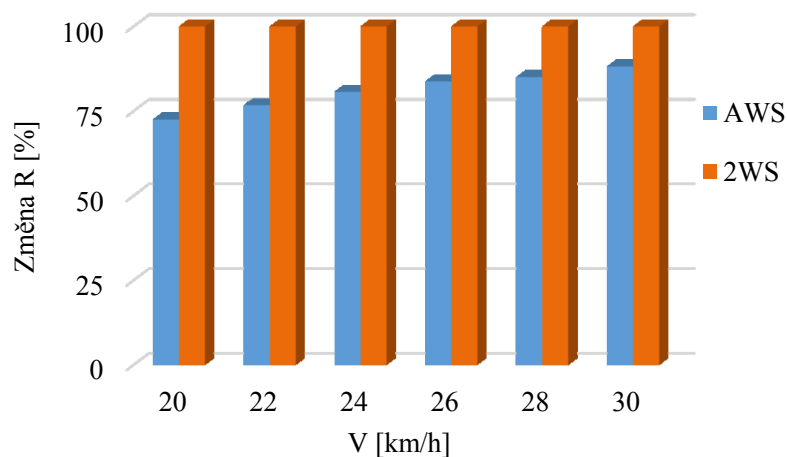
Obdobně jako výše uvedená analýza je stanoven poměr k_p pro všechny kombinace vstupních proměnných - rychlosti vozidla V a natočení kol přední nápravy β_p .

Na obr. 20 je uveden výsledek analýzy režimu nesouhlasného natočení kol vozidla systému AWS. Výsledkem je datová mapa optimální hodnoty poměru natočení náprav k_p v závislosti na rychlosti V a na natočení kol přední nápravy β_p .



Obr. 20 Nesouhlasné natočení kol - závislost převodového poměru na rychlosti a natočení kol přední nápravy

Systém AWS má ve všech případech pozitivní vliv na rovnoměrnější zatížení pneumatik. Při srovnání se systémem 2WS je průměrné opotřebení pneumatik maximálně o 2-3 % horší, ale vzhledem ke značnému zlepšení manévrovatelnosti v průměru o 20% ve všech sledovaných stavech považujeme horší průměrné opotřebení pneumatik jako zanedbatelné (viz obr. 21).



Obr. 21 Porovnání manévrovatelnosti při statickém jízdním manévru

4.3 Režim souhlasného natočení kol AWS

Režim souhlasného natočení náprav automobilu ($k_p > 0$) je patrný při pohybu vozidla rychlostí $V > 31 \text{ km/h}$. Při tomto režimu jsou kola přední a zadní nápravy natočena ve stejném smyslu. Úhel natočení kol zadní nápravy je opět dán poměrem k_p .

Účelem režimu stejné orientace natočení náprav při vyšších rychlostech automobilu je zajistit lepší ovladatelnost a stabilitu automobilu. Ovladatelnost automobilu, jak již bylo uvedeno dříve, je posuzována podle velikosti úhlu směrové úchylny vektoru rychlosti pohybu těžiště od osy vozidla α . Jinými slovy jako odchylka úhlu mezi požadovaným a skutečným směrem pohybu automobilu, cílem je tedy dosáhnout stavu kdy $\alpha \rightarrow 0$. Stabilita vozidla je pak posuzována podle velikosti dostředivého zrychlení a_n . Čím menší je velikost zrychlení a_n , tím je automobil odolnější proti ztrátě směrové stability a vzniku bočního smyku.

Analýza tohoto režimu systému AWS je provedena na jízdním manévru, při kterém se automobil vyhýbá překážce. Jedná se o dynamický test, který prověří ovladatelnost a stabilitu automobilu.

Optimální převodový poměr je zvolen na základě nejmenšího rozptylu hodnoty směrové úchylny α od ideálního stavu s ohledem na velikost dostředivého zrychlení a_n . Je zvolena referenční hodnota a_n při $k_p = 0$ a velikost je posuzována vůči této hodnotě v [%].

Za účelem zachování přehlednosti hlavní textové části práce je uveden pouze příklad dílčí analýzy pro vybrané vstupní parametry. Následující dílčí analýza je zpracována pro rychlost automobilu $V = 50 \text{ km/h}$ a natočení kol přední nápravy $\beta_p = 5^\circ$.

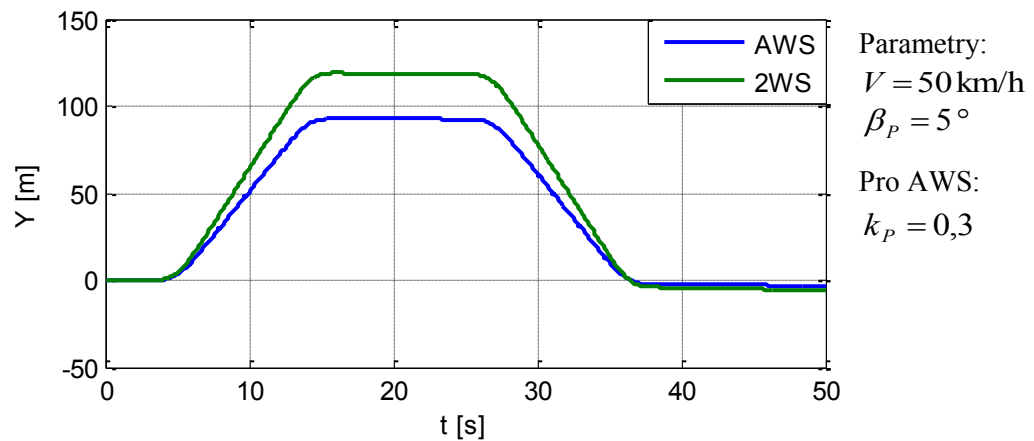
Tab. 7 Stanovení převodového poměru při rychlosti 50 km/h a natočení předních kol 5°

| $V \text{ [km/h]}$ | $\beta_p \text{ [}^\circ\text{]}$ | $k_p \text{ [-]}$ | $\alpha_{\min} \text{ [rad]}$ | $\alpha_{\max} \text{ [rad]}$ | $a_n \text{ [m/s}^2\text{]}$ | $\Delta\alpha \text{ [rad]}$ | Změna a_n vůči $k_p=0$ [%] |
|--------------------|-----------------------------------|-------------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------------------|
| 50 | 5 | 0 | -0,0582 | 0,021 | 7,922 | 0,08 | 0,00 |
| | | 0,1 | -0,0419 | 0,0118 | 7,1763 | 0,05 | -9,41 |
| | | 0,2 | -0,0263 | 0,0044 | 6,4324 | 0,03 | -18,80 |
| | | 0,3 | -0,0116 | 0,0018 | 5,6903 | 0,01 | -28,17 |
| | | 0,4 | -0,0192 | 0,0073 | 4,9502 | 0,03 | -37,51 |
| | | 0,5 | -0,0291 | 0,0201 | 4,2123 | 0,05 | -46,83 |
| | | 0,6 | -0,0392 | 0,0329 | 3,4767 | 0,07 | -56,11 |
| | | 0,7 | -0,05 | 0,0458 | 2,7438 | 0,10 | -65,36 |
| | | 0,8 | -0,0609 | 0,0584 | 2,0139 | 0,12 | -74,58 |
| | | 0,9 | -0,0722 | 0,0706 | 1,3323 | 0,14 | -83,18 |

Z tab. 7 vyplývá, že pro zvolené vstupní parametry $V = 50 \text{ km/h}$ a $\beta_p = 5^\circ$ je hodnota optimální převodového poměru $k_p = 0,3$. Při tomto stavu dochází ke zmenšení

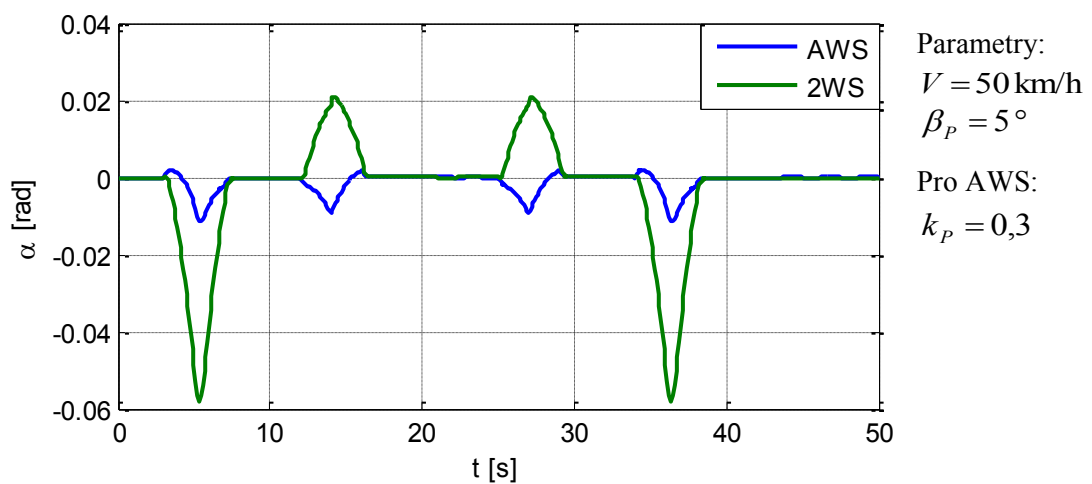
dostředivého zrychlení přibližně o 28% - automobil je méně náchylný na vznik bočního smyku.

Na obr. 22 je zobrazeno příčné vybočení těžiště vozidla z počátečního směru jízdy. Automobil se všemi řízenými koly se vyznačuje menší strmostí průběhu a také menší konečnou hodnotou vybočení z počátečního směru jízdy.



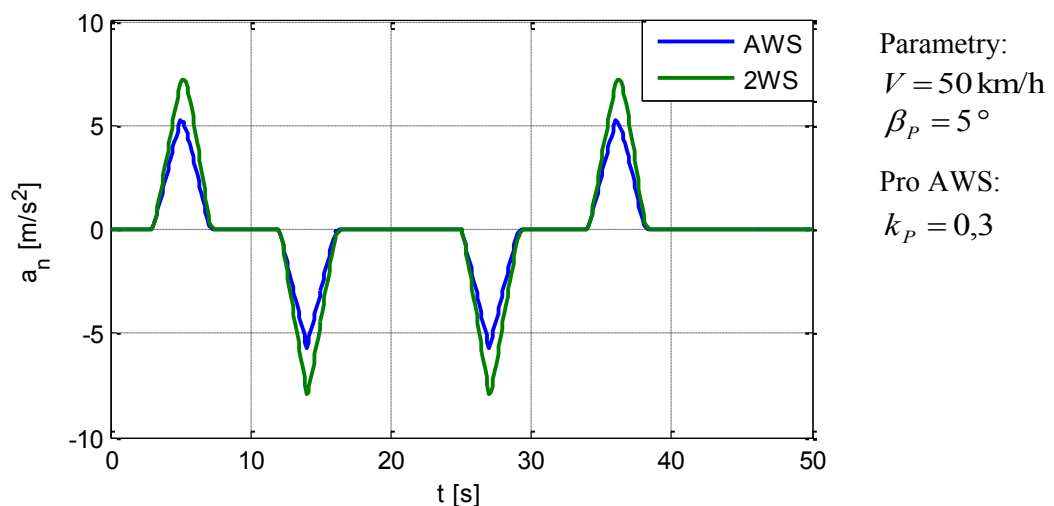
Obr. 22 Vybočení těžiště vozidla při dynamickém testu (porovnání AWS a 2WS)

Dále je na obr. 23 zobrazen průběh odchyly α , kde pro systém AWS je velikost odchyly α na první pohled menší.



Obr. 23 Průběh odchyly α při dynamickém testu (porovnání AWS a 2WS)

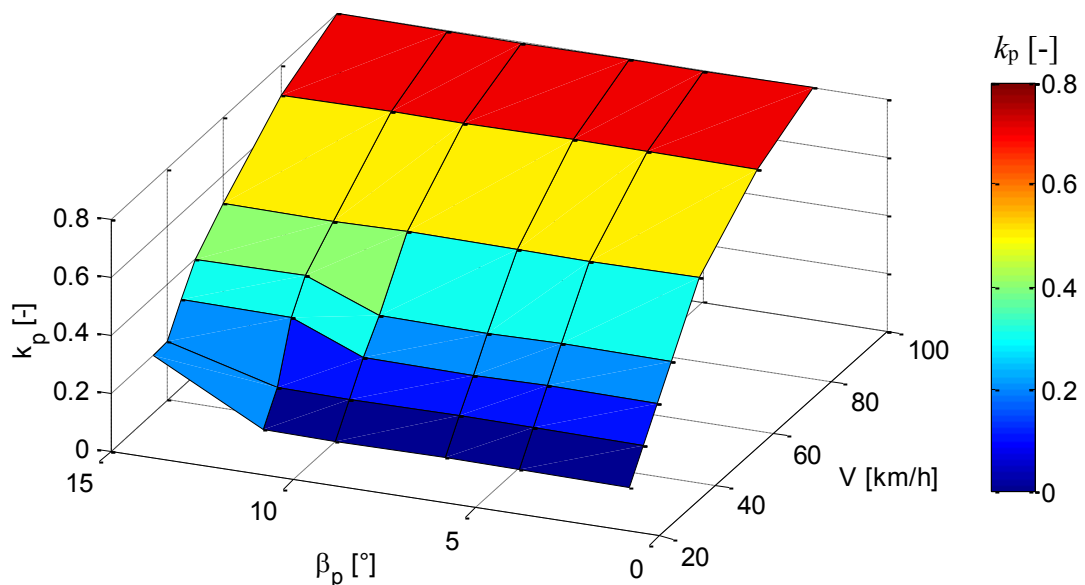
Na obr. 24 je průběh dostředivého zrychlení, jehož špičkové hodnoty jsou při řízení všech kol menší.



Obr. 24 Průběh dostředivého zrychlení při dynamickém testu (porovnání AWS a 2WS)

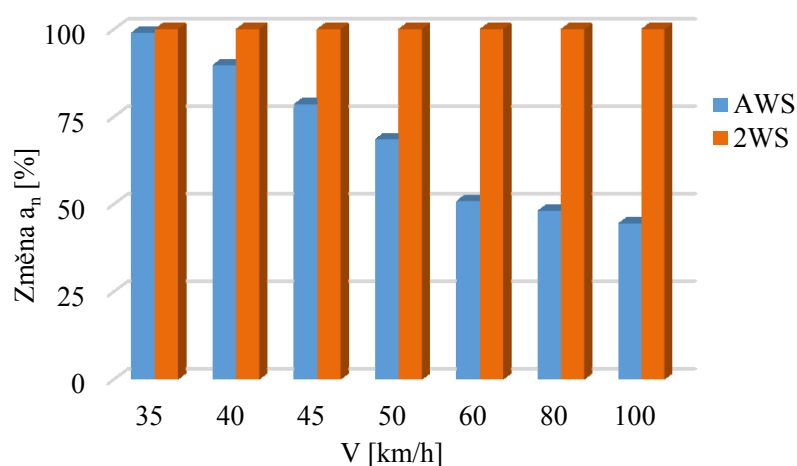
Obdobným postupem jako v případě uvedené dílčí analýzy je určen optimální poměr k_p pro všechny kombinace vstupních parametrů.

Výsledkem analýzy souhlasného natočení kol systému AWS je pak datová mapa uvedena na obr. 25. Vidíme, že závislost převodového poměru k_p na rychlosti V je téměř lineární a poměr k_p je pro každou dílčí rychlost konstantní téměř pro celé spektrum natočení kol přední nápravy β_p .



Obr. 25 Souhlasné natočení kol - závislost převodového poměru na rychlosti a natočení kol přední nápravy

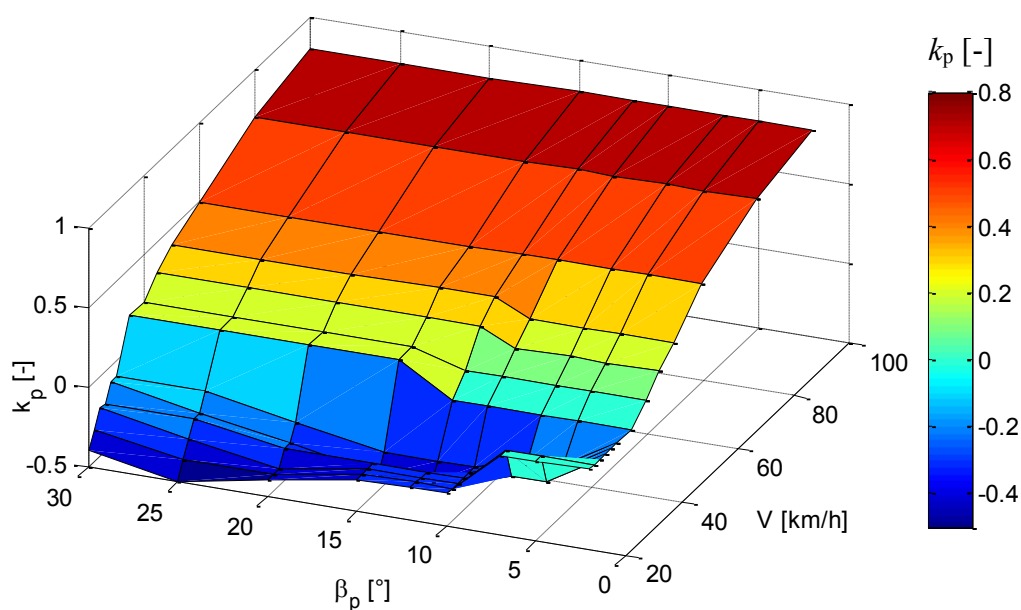
Je dosaženo zmenšení dostředivého zrychlení průměrně o 30% spolu se zmenšením odchylky α . Zpravidla se stoupající rychlostí vozidla je pokles dostředivého zrychlení znatelnější, což velmi příznivě ovlivňuje směrovou stabilitu vozidla (viz obr. 26)



Obr. 26 Porovnání dostředivého zrychlení při dynamickém jízdním manévru

Při tvorbě simulační studie došlo k potvrzení teoretických předností systému AWS, jelikož při některých kombinacích vstupních parametrů došlo u automobilu 2WS ke ztrátě stability a následnému smyku.

Celková datová mapa řízení vozidla s použitím systému AWS je uvedena na obr. 27.



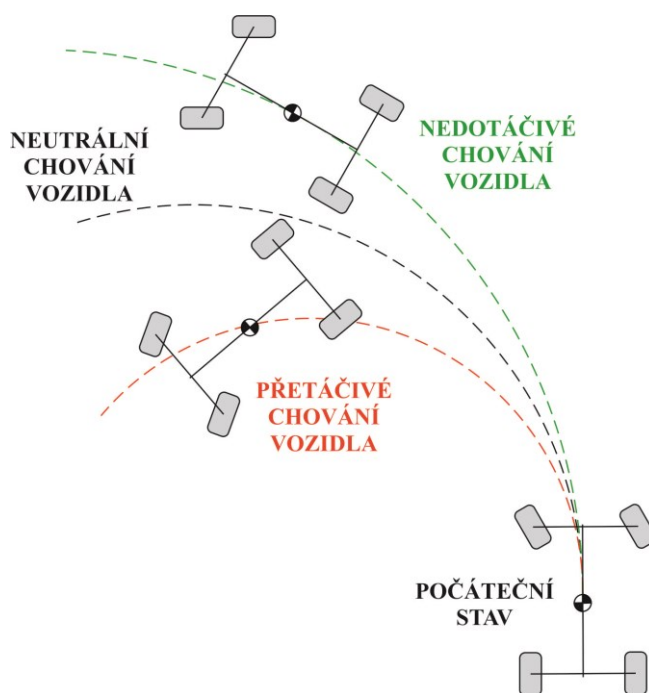
Obr. 27 Celková datová mapa - závislost poměru na rychlosti a natočení kol přední nápravy

Z celkového výsledku simulační studie vyplývá, že předem určená prahová rychlost $V_{PRAH} = 31 \text{ km/h}$ je vhodná především pro změnu typu analýzy. Podle konečných výsledků je hodnota rychlosti změny orientace natočení náprav rovna 33 km/h. Při protiběžném natočení kol je maximální hodnota natočení kol zadní nápravy rovna 50% natočení nápravy přední, při souhlasné orientaci natočení náprav je dosaženo hodnoty 80%.

5 Chování vozidla při krizových jízdních podmínkách

Systému AWS je věnován velký počet publikací, ale ve většině z nich je změna jízdních vlastností vzhledem k systému 2WS porovnávána za dobrých adhezních podmínek. V této kapitole jsou sledovány jízdní vlastnosti vozidla, ovšem při limitních jízdních situacích. Extrémní situací rozumíme například nepřiměřenou rychlost vozidla vzhledem k adhezním podmínkám při jízdě zatáčkou, může dojít ke ztrátě směrové stability vozidla a následnému smyku. Je provedena simulace reálných situací, jako je například vjezd automobilu do hluboké kaluže za deště (vznik aquaplaningu), sněhové jazyky nebo ledové plotny. V důsledku změny adhezních podmínek může dojít ke ztrátě adheze celého automobilu nebo jen některých kol. Cílem je zjistit, která z uvedených koncepcí řízení je bezpečnější při nestandardních situacích. Bezpečnost je posuzována podle odolnosti automobilu vůči smyku.

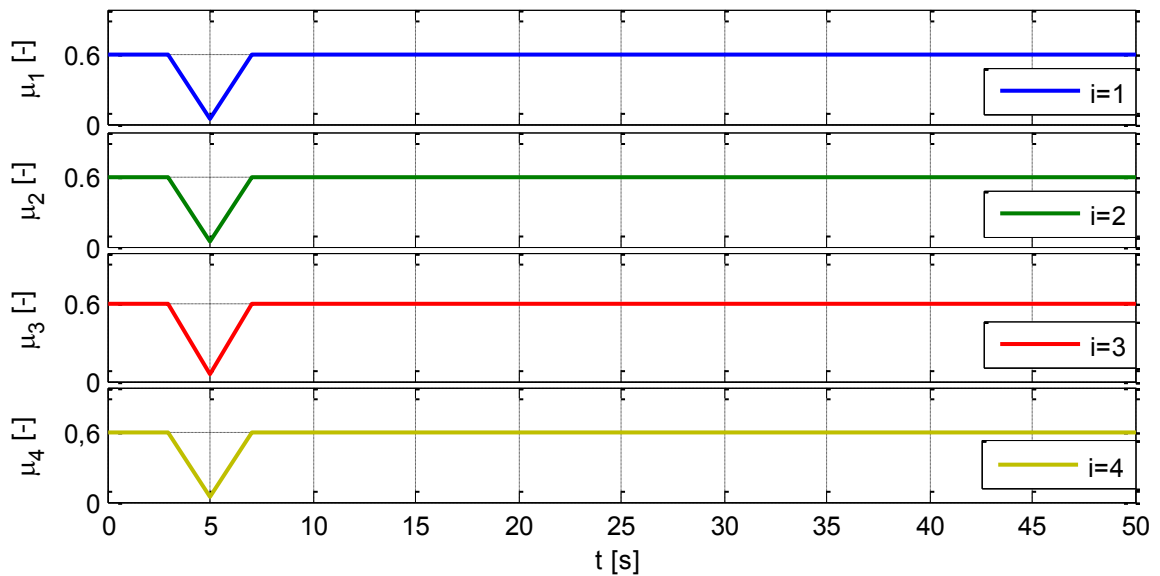
Při ztrátě stability automobilu mohou nastat dvě situace, popřípadě jejich kombinace. Pokud má automobil při jízdě zatáčkou tendenci pohybovat se po trajektorii s větším poloměrem než je poloměr daný natočením kol, pak hovoříme o nedotáčivém smyku. V opačném případě, pohybuje-li se automobil po trajektorii s menším poloměrem než je poloměr žádaný, jde o přetáčivý smyk. Obě situace jsou schematicky zobrazeny na obr. 28.



Obr. 28 Přetáčivé a nedotáčivé chování automobilu

Testování stability vozidla je provedeno na dynamickém jízdním manévru, adhezní podmínky jsou měněny v závislosti na čase – v průběhu jízdního manévru. Metodika je stanovena následovně, nejprve je simulována ztráta adheze vybraného kola automobilu, následně dané skupiny kol a posléze ztráta adheze celého vozidla. Při použití systému AWS jsou optimální hodnoty poměru k_p voleny na základě výsledků simulační studie uvedené v předchozí kapitole.

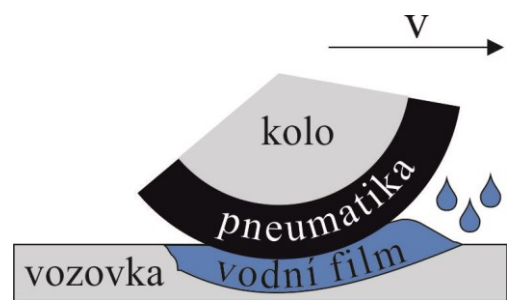
Přilnavost jednotlivých kol je definována pomocí bloku „Signal Builder“ v závislosti na čase simulace, příklad je uveden na obr. 29 - případ aquaplaningu celého vozu.



Obr. 29 Definování přilnavosti jednotlivých pneumatik – případ aquaplaningu celého vozu

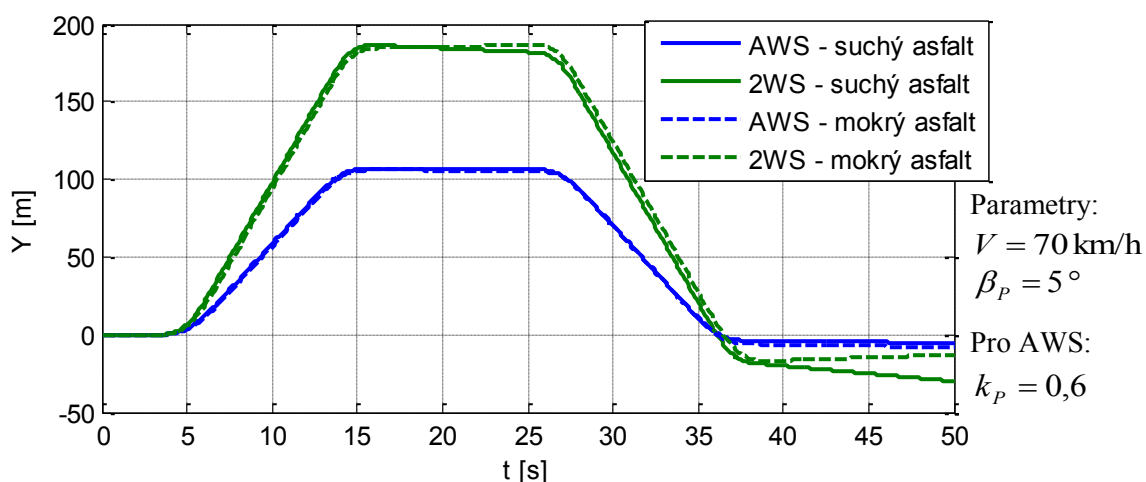
5.1 Aquaplaning

Aquaplaning je skluz pneumatiky po vrstvě vodního filmu. Nastává, pokud automobil ve vysoké rychlosti najede do hluboké vrstvy vody, dezén pneumatiky není schopen odvádět všechnu vodu, dojde k vytvoření vodního filmu mezi pneumatikou a vozovkou a tím ke ztrátě adheze pneumatiky. Princip aquaplaningu je uveden na obr. 30. [SZTWIERTNIA, 2006], [JAZAR, 2008].



Obr. 30 Princip vzniku aquaplaningu

Nejprve srovnáme systémy řízení při stejném jízdním manévru, stejné rychlosti a při zachování konstantních adhezních podmínek na všech kolech po celou dobu manévru při pohybu na suchém asfaltu ($\mu = 0,8$) a na mokřém asfaltu ($\mu = 0,6$) – viz obr. 31.



Obr. 31 Porovnání systémů řízení na suchém a mokrém asfaltu

Na obr. 31 vidíme, že automobil se systémem AWS je při tomto manévru stabilnější, i když při pohybu na mokru má sklony k mírné nedotáčivosti. Automobil s 2WS se za sucha chová nedotáčivě a za mokra vykazuje přetáčivé chování.

Simulace vzniku aquaplaningu je provedena za následujících předpokladů - rychlost, při které dojde ke vzniku aquaplaningu je přibližně 70 km/h při tloušťce vodního filmu 10 mm, přilnavost v tuto chvíli klesne na hodnotu $\mu = 0,05$. [VLK, 2000].

Jsou simulovány následující jízdní situace:

- Aquaplaning předního vnitřního kola:

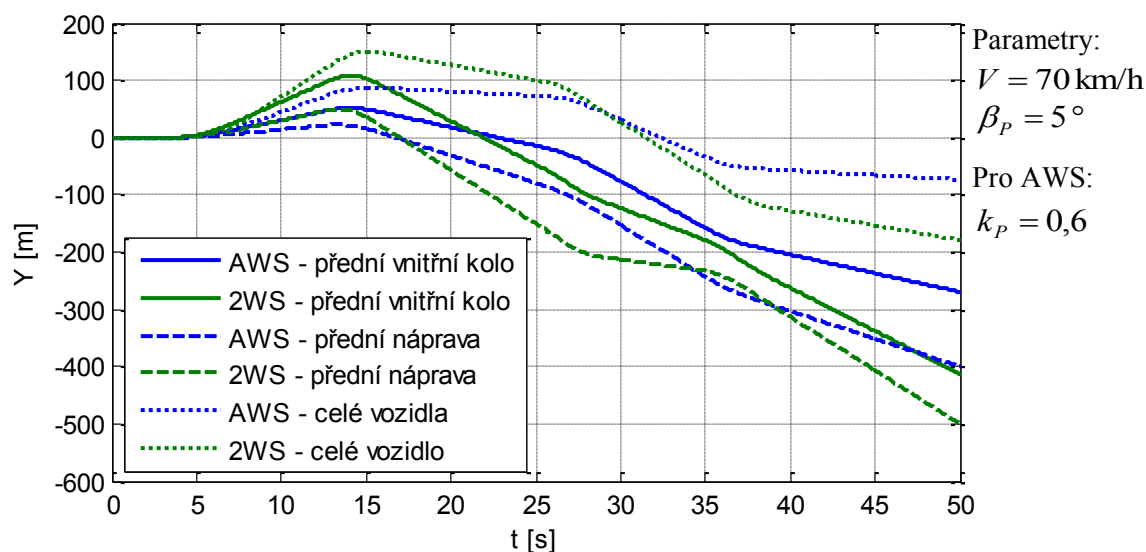
Vznik aquaplaningu na přední vnitřní pneumatice je simulován v čase $t \in \langle 3,7 \rangle \text{ s}$ při manévru uvedeném na obr. 31, ostatní kola se pohybují po mokré vozovce a neztrácí přilnavost.

- Aquaplaning přední nápravy vozidla:

Simulace aquaplaningu přední nápravy vychází z předchozí situace, s tím rozdílem, že ztráta adheze je modelována u obou kol přední nápravy.

- Aquaplaning celého automobilu:

Při aquaplaningu celého automobilu dojde ke krátkodobé ztrátě adheze všech kol.



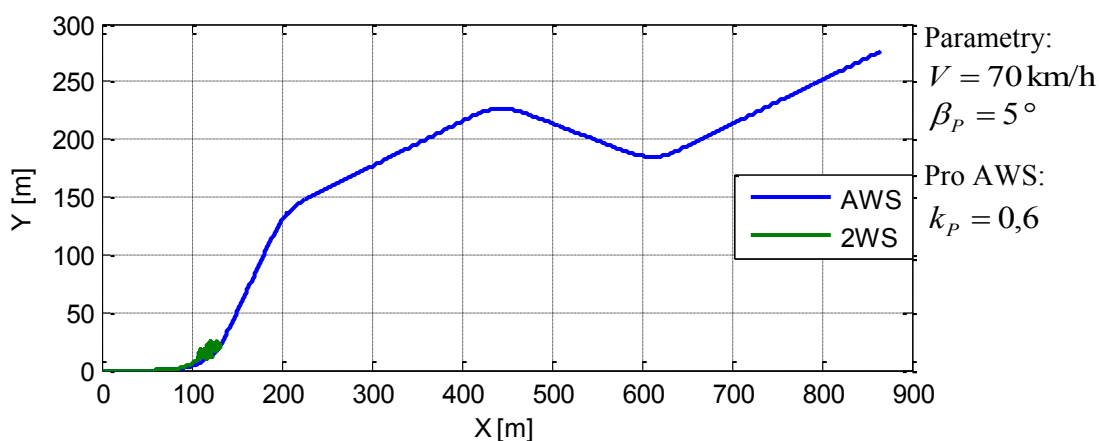
Obr. 32 Aquaplaning vozidla

Při shrnutí všech simulovaných situací (viz obr. 32) sledujeme, že při ztrátě adheze na předním vnitřním kole se vozidlo chová nedotáčivě a těžiště znatelně vybočuje z požadovaného směru jízdy (systém AWS o něco méně), ještě větší vybočení je patrné u simulace aquaplaningu přední nápravy vozidla – opět s výsledkem lepším pro systém AWS. Paradoxně nejmenší odchylku od původního směru jízdy má vozidlo, které vjede na vodní film všemi koly. Důvodem je vzájemná kompenzace nepříznivých vlivů. Při všech simulovaných manévrech je ovšem nutná korekce řidičem, aby se vozidlo vrátilo do původního směru jízdy.

Za uvedeného tvrzení o kompenzaci parazitních vlivů je provedena další dílčí studie situovaná na:

- Aquaplaning předního vnitřního a zadního vnitřního kola automobilu

Simulována ztráta adheze vnitřních kol vozidla při dynamickém jízdním manévru.

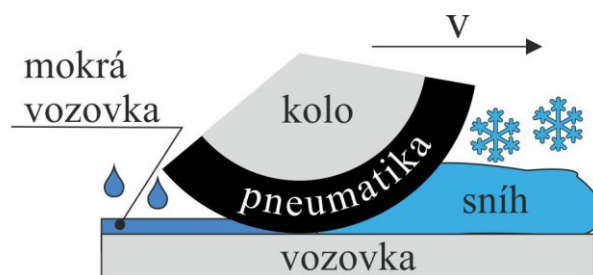


Obr. 33 Aquaplaning vozidla - ztráta adheze vnitřních kol

Je patrné, že je vozidlo nejvíce náchylné ke ztrátě stability při aquaplaningu na vnitřní dvojici pneumatik. Z důvodu úplné ztráty stability automobilu je na obr. 33 zobrazen pohyb těžiště vozidla vzhledem k vnější souřadné soustavě x,y , nikoliv pouze závislost vybočení těžiště na čase jako v předchozích případech. Systém AWS se pouze odchýlil od požadovaného směru, ale u systému 2WS došlo k úplné ztrátě stability – neřízenému smyku.

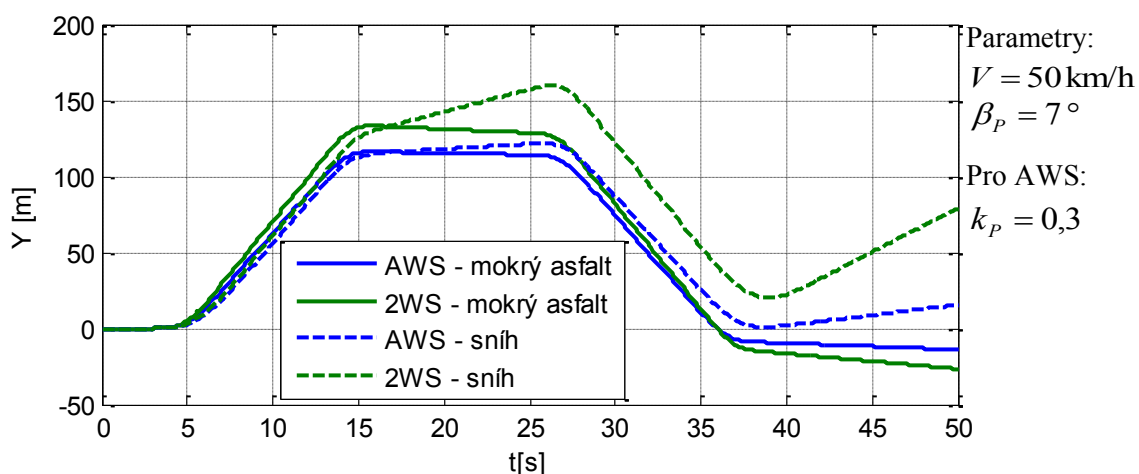
5.2 Sněhové jazyky

V této kapitole je simulována jízdní situace, která představuje vjezd automobilu z mokrého asfaltu na vozovku pokrytou sněhem. Tato situace nastává zejména na jaře, kdy cesty na otevřených prostranstvích jsou již bez sněhu, zatímco



Obr. 34 Princip sněhového jazyku

povrch vozovky v lesích může být ještě pokryt sněhovou vrstvou (viz obr. 34). Simulace je provedena na dynamickém jízdním manévru s tím, že v čase $t = 20\text{s}$ dochází ke změně povrchu z mokrého asfaltu ($\mu = 0,6$) na sněhový – adheze je snížena na $\mu = 0,3$. Pro srovnání je zobrazena jízda automobilu po mokrém, resp. sněhovém podkladu po celou dobu manévru.



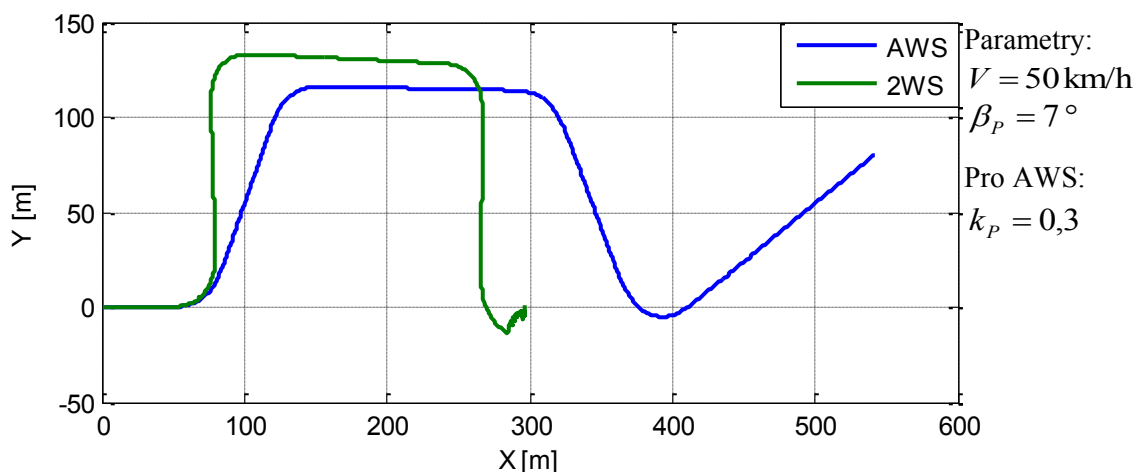
Obr. 35 Systémy řízení na mokrém asfaltu a na sněhové pokrývce při konstantních adhezních podmínkách

Z obr. 35 vyplývají závěry, že při pohybu automobilu na mokrém povrchu má ke konci manévru nedotáčivé sklony, u pohybu po sněhovém zase naopak přetáčivé sklony, přičemž platí, že v případě systému AWS jsou tyto sklony menší na obou druzích povrchu.

V případě výskytu sněhových jazyků jsou simulovány jízdní situace:

- Sněhová vrstva pod koly na vnitřní straně vozu:

Automobil se při manévru pohybuje svou vnitřní polovinou po sněhovém povrchu, vnější polovina automobilu setrvává na mokré cestě.



Obr. 36 Sněhový jazyk- ztráta adheze vnitřních kol

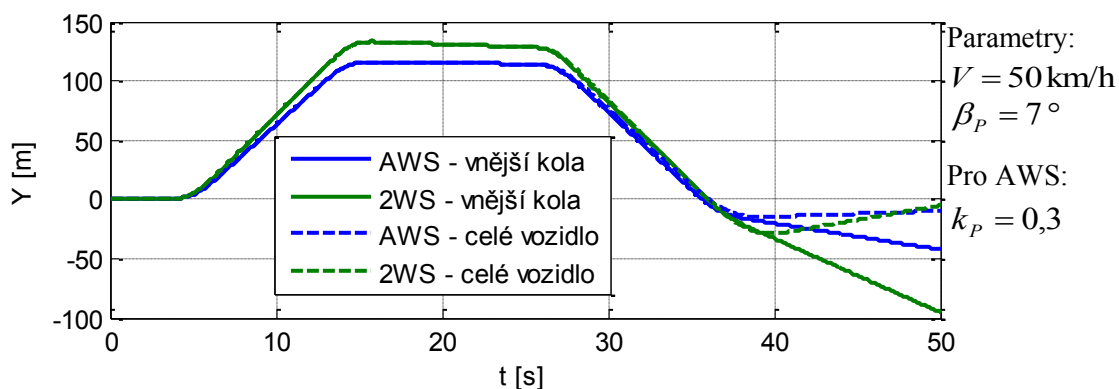
U systému 2WS při simulaci změny adheze vnitřních kol (obr. 36) došlo, stejně jako v případě aquaplaningu, k úplné ztrátě stability. Na základě tohoto závěru není tento manévř zařazen do celkového srovnání a není zobrazeno vybočení těžiště v závislosti na čase, ale jeho pohyb vzhledem k vnější souřadné soustavě x, y .

- Sněhová vrstva pod koly na vnější straně vozu:

Opak předchozí situace – automobil setrvává vnitřními koly na mokrému asfaltu a vnější kola se pohybují po sněhové pokrývce.

- Sněhová vrstva pod všemi čtyřmi koly automobilu:

V průběhu jízdního manévru dojde ke změně typu povrchu na všech čtyřech kolech.



Obr. 37 Sněhové jazyky

Shrnutí chování automobilu při vzniku sněhových jazyků sledujeme na obr. 37, stejně jako v předchozím případě, nejmenší vliv na změnu stability a odchylku vychýlení od původního směru jízdy nastane v případě změny adheze všech kol automobilu. Přílnavost na vnitřních kolech má největší vliv na celkovou stabilitu vozidla (viz obr. 36).

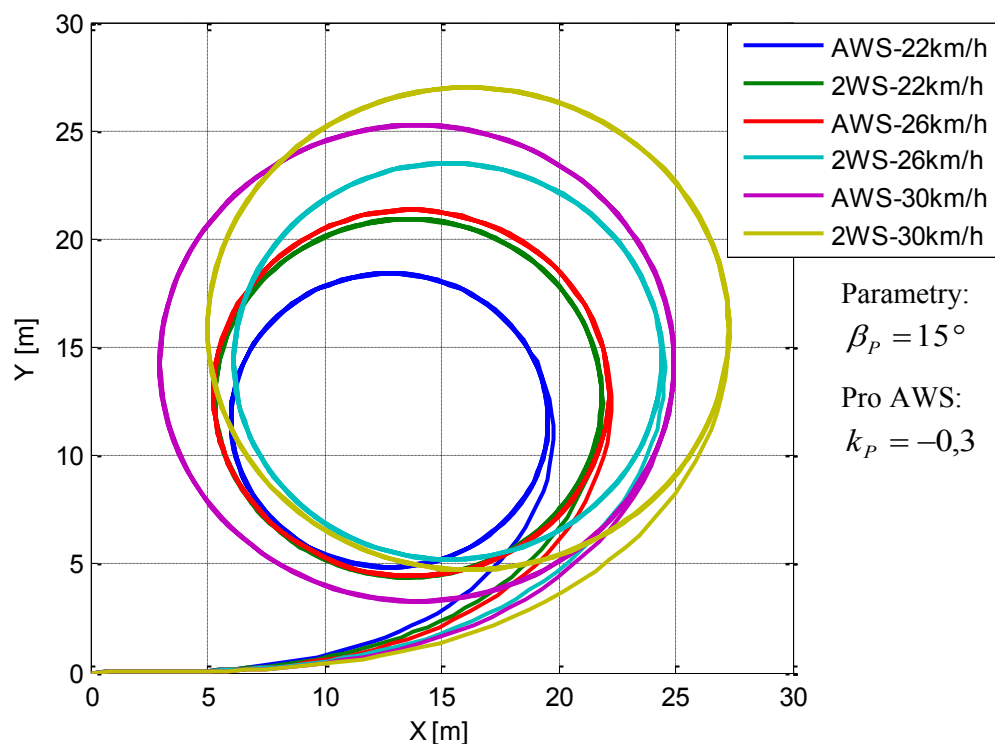
5.3 Ledové plotny

Ledový podklad je jeden z nejobávanějších typů povrchů, po kterých se může automobil pohybovat. Vzhledem k nízké hodnotě součinitele adheze $\mu = 0,15$ je náchylnost ke smyku automobilu velmi vysoká. Jelikož při dynamickém jízdním manévru automobil ztrácí snadno stabilitu, je provedena simulace pohybu po ledovém povrchu na statickém jízdním manévru. Simulujeme přechod ze sněhového podkladu ($\mu = 0,4$) na ledový ($\mu = 0,15$) při jízdě v kruhu - při konstantním natočení předních kol měníme rychlost vozidla. Sledujeme, zda dochází ke ztrátě stability, jak u systému řízení AWS, tak i v případě systému 2WS.

Jsou simulovány situace:

- Statický jízdní manévru automobilu na sněhovém povrchu:

Pohyb automobilu po kruhové trajektorii při pohybu na sněhovém podkladu po celou dobu manévru při konstantním natočení kol přední nápravy a změně rychlosti vozidla.

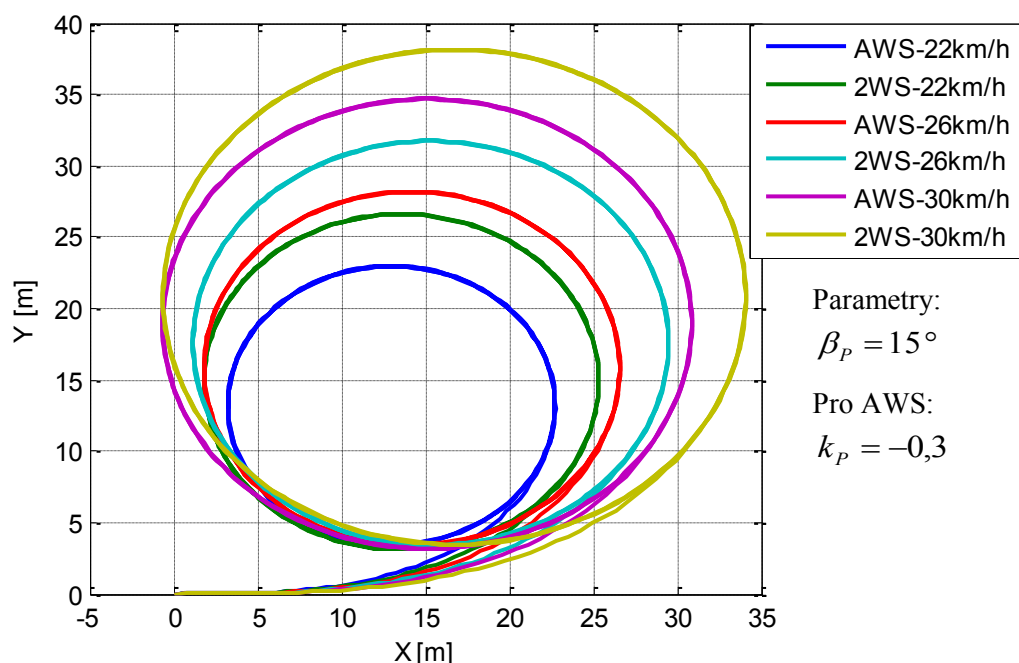


Obr. 38 Statický jízdní manévru - sněhový povrch

Na obr. 38 sledujeme, že při pohybu automobilu po sněhovém povrchu nedojde při žádné sledované rychlosti ke ztrátě stability vozidla. Poloměr trajektorie vozidla se mění pouze v závislosti na rychlosti, protože natočení kol přední nápravy je konstantní. Také na sněhu platí, že vozidlo se systémem AWS opisuje v každé dílčí situaci menší rádius.

- Statický jízdní manévr – přední kolo automobilu na ledovém podkladu:

Při porovnání s předchozím případem dochází ke snížení adheze předního vnitřního kola na hodnotu přilnavosti ledového povrchu po celou dobu manévru.

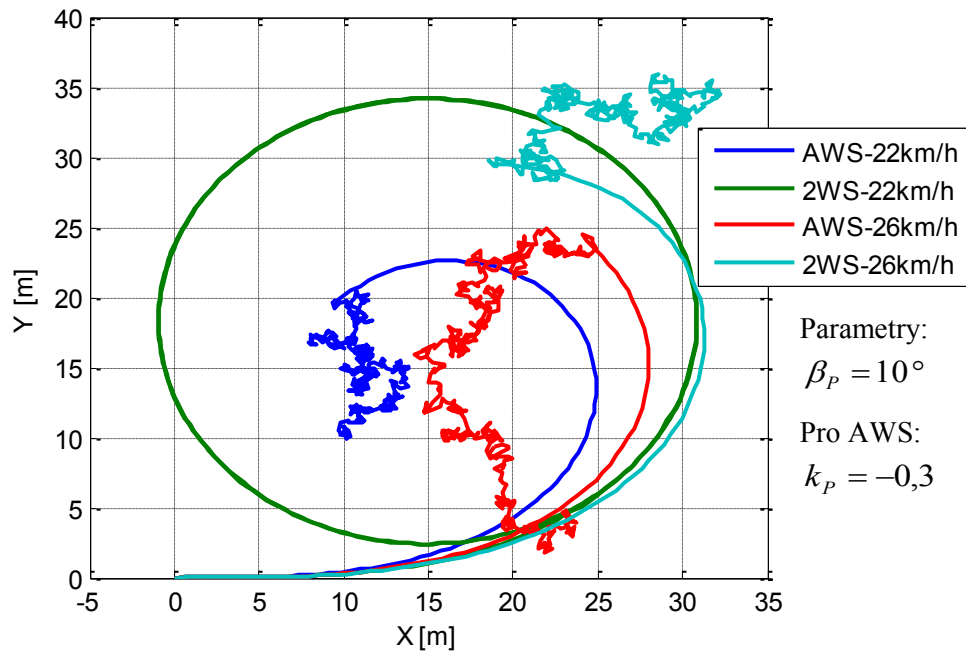


Obr. 39 Statický manévr - ledový povrch pod předním vnitřním kolem

Obr. 39 dokládá, že při pohybu vnitřního předního kola po ledu nedojde při žádné ze sledovaných rychlostí ke ztrátě stability vozidla. Při porovnání s obr. 38 sledujeme důsledek snížení adheze na vnitřním kole vozidla v tom, že trajektorie vozidla má větší rádius.

- Statický jízdní manévr – obě vnitřní kola automobilu na ledovém podkladu:

Je simulován pohyb obou vnitřních kol po ledě. Při tomto manévru je za stejných rychlostí snížena hodnota natočení přední nápravy na $\beta_p = 10^\circ$.

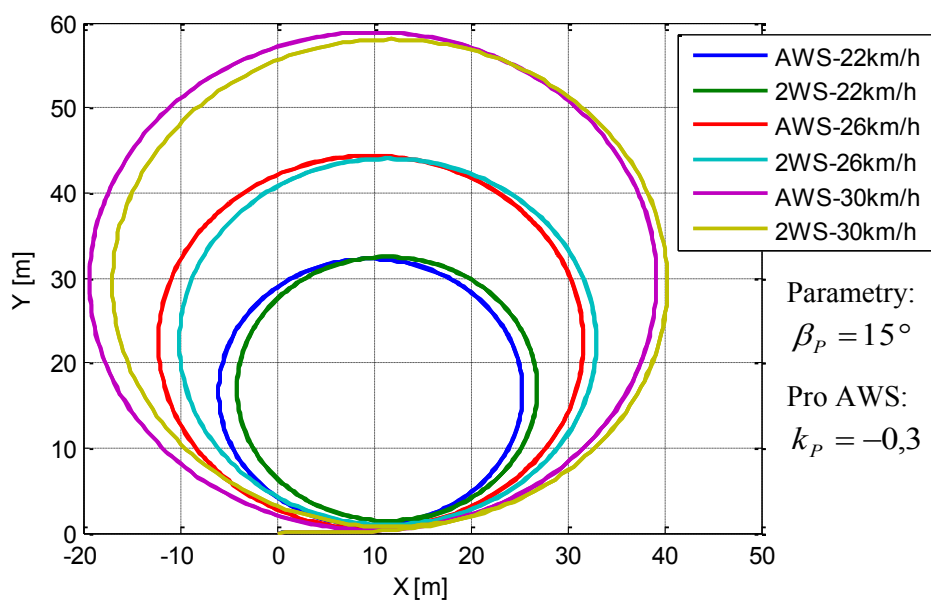


Obr. 40 Statický manévr - ledový povrch pod vnitřními koly automobilu

Pokud se automobil pohybuje oběma vnitřními koly po ledě (obr. 40), dochází i přes snížení natočení kol snadno k úplné ztrátě stability. Vozidlo se systémem AWS nezvládne jízdní manévr ani při nejmenší sledované rychlosti, pokaždé dochází ke ztrátě stability. U systému 2WS sledujeme, že pouze při pohybu nejmenší rychlostí vozidlo opsalo požadovanou kruhovou dráhu.

- Statický jízdní manévr – celý automobil na ledovém podkladu:

Simulován pohyb celého automobilu na ledě.



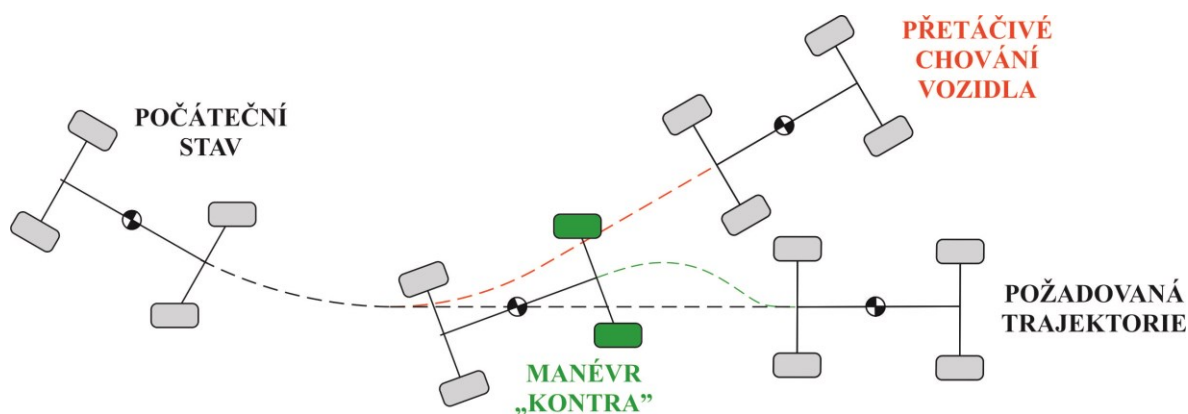
Obr. 41 Statický manévr - ledový povrch pod všemi koly automobilu

Na obr. 41 je uvedena simulace statického jízdního manévru automobilu při pohybu celého vozu po ledovém povrchu. Obdobně jako v předchozích extrémních podmínkách docházíme k závěru, že pokud je stejný povrch pod všemi koly vozidla, tak se parazitní složky navzájem kompenzují a automobil zůstává stabilní.

Shrneme-li část věnovanou pohybu vozidla po ledovém podkladu, dojdeme k závěru, že při pohybu vozidla po ledě (obr. 41) je poloměr kruhové trajektorie opsané vozidlem více než dvojnásobný v porovnání s pohybem automobilu po sněhovém povrchu (obr. 38).

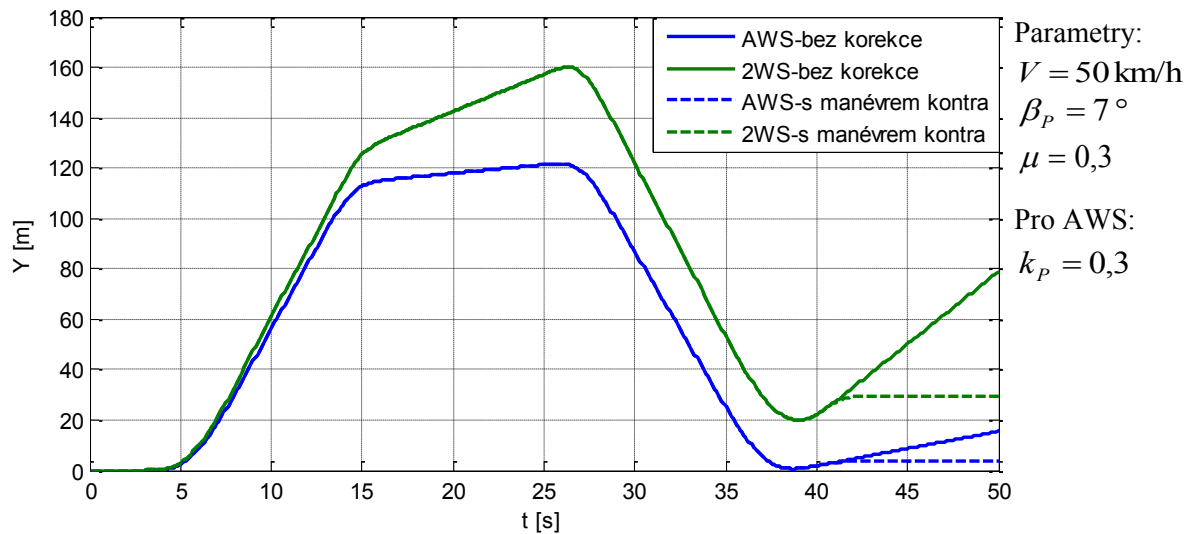
5.4 Natočení volantu proti pohybu těžiště vozu – manévr „kontra“

Jak bylo uvedeno, při limitních jízdních situacích se dostane automobil snadno do smyku. Z pohledu směrové dynamiky vozidla je jedním z manévru, kterým se lze dostat z nebezpečné situace přetáčivého smyku tzv. manévr „kontra“. Jde o opačnou orientaci natočení kol vozidla než je směr příčného pohybu těžiště automobilu (viz obr. 42)



Obr. 42 Princip manévru „kontra“

Pro interpretaci je vybrán dynamický jízdní manévr při pohybu automobilu na sněhovém povrchu (viz obr. 35) – v závěru manévru má automobil sklony k přetáčivému smyku, proto provedeme korekci manévrem „kontra“.



Obr. 43 Manévr „kontra“

Na obr. 43 vidíme, že u obou systémů docílíme manévrem „kontra“ neutrálního stavu pohybu automobilu. U systému AWS bylo potřeba provést „proti natočení“ kol o 17% maximálního natočení kol při jízdním manévru, aby se automobil vrátil do původního směru jízdy. U systému 2WS jsou kola natočena proti pohybu těžiště o 55% maximálního natočení kol, i přesto zůstane trvalá odchylka od původního směru jízdy. Systém AWS je přínosem v ovládání směrové dynamiky vozidla i z tohoto pohledu.

Pro eliminování extrémních situací nebo docílení požadovaných jízdních vlastností vozidla můžeme provést tvorbu „datové mapy“ pro rozdílné druhy povrchu. Obdobně, jako je běžně používaný výběr režimu u automatických převodovek nebo u systémů řízení podvozku.

6 Závěr

Práce byla zaměřena na analýzu problematiky systémů ovlivňujících směrovou dynamiku vozidel. V úvodu práce byly rozebrány principy systémů, které ovlivňují směrovou dynamiku vozidel a jsou nasazeny do sériové produkce nebo alespoň do konceptů automobilů. Byl analyzován systém individuálního řízení (IWS) jednotlivých kol automobilu se závěrem, že při dobrých adhezních podmínkách a daném použití není přínosem.

Byla provedena teoretická analýza systému řízení všech kol (AWS) a při splnění Ackermannovy geometrické podmínky byl sestaven prostorový matematický model automobilu vhodný pro analýzu směrové dynamiky automobilu se systémem řízení všech kol. Dále byl tento matematický model parametrizován podle parametrů experimentálního vozidla DEMOCAR a s využitím programu Matlab-Simulink byl sestaven model simulační. Byla provedena simulační studie chování vozidla s řízením AWS s kompenzací úhlu směrové úchylny vektoru rychlosti pohybu těžiště od osy vozidla. Snahou bylo nalézt optimální poměr mezi natočením přední a zadní nápravy v závislosti na rychlosti vozidla. Kritéria volby vhodného poměru natočení náprav byla pro jízdu nízkou rychlostí (nesouhlasné natočení náprav vozidla) – manévrovatelnost vozidla a opotřebení pneumatik vozidla, pro jízdu vyšší rychlostí (souhlasné natočení náprav vozidla) – stabilita a ovladatelnost vozidla. Výsledkem simulační studie je datová mapa, která může sloužit jako základ pro tvorbu algoritmů řízení natočení zadní nápravy experimentálního vozidla.

V závěru práce došlo k porovnání chování totožného vozidla s řízením jedné a obou náprav při nestandardních jízdních podmínkách. Jako extrémní situace byly simulovány situace - vjezd automobilu do hluboké vodní vrstvy (aquaplaning), vjezd do sněhového jazyku a pohyb automobilu po ledovém podkladu.

Při porovnání jízdních vlastností bylo zjištěno, že vozidlo vybavené systémem AWS má přínos nejen na povrchu s dobrými adhezními podmínkami, ale také při většině extrémních jízdních manévru. Vozidlo s AWS je bezpečnější a odolnější vůči ztrátě stability než automobil s jednou řiditelnou nápravou (2WS). Při částečné ztrátě stability, byla provedena korekce manévrem zvaným „kontra“ – protichůdné natočení volantu proti pohybu těžiště automobilu. I v případě použití tohoto manévru bylo potřeba řidičem vozidla se systémem AWS vynaložit menší úsilí k návratu automobilu do stabilního stavu a vozidlo tak uvést do požadovaného směru než v případě vozidla vybaveného systémem 2WS.

7 Seznam zdrojů

BMW REVUE. *Aktivní řízení* [online]. 2012 [cit. 2014-04-23]. Dostupné z www: <http://www.bmwrevue.cz/lexikon_detail.php?id=25>.

BOSCH, Pressforum. *Autopříslušenství prvovýroba* [online], 2009 [cit. 2014-04-23]. Dostupné z www: <http://press.bosch.cz/detail.asp?f_id=756>.

BRABEC, Pavel & VOŽENÍLEK, Robert. *Směrové řízení vozidla* [online]. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 2013 [cit. 2014-04-21]. Dostupné z www: <www.cahp.cz/wp-content/2013/03/02-Systemy-smeroveho-řízení.pdf>.

JAZAR, Reza N. *Vehicle dynamics: theory and application*. 1st ed. New York: Springer, 2008, 1015 p. cm. ISBN 978-038-7742-441.

KIENCKE, Uwe & NIELSEN, Lars. *Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2005, 512 p. ISBN 35-402-3139-0.

KOLLHAMMER, David. *Matematické modelování ovladatelnosti vozidel: mathematical simulation of vehicle handling : zkrácená verze Ph.D. thesis*. V Brně: Vysoké učení technické, 2005, 32 s. ISBN 80-214-2860-0.

NOSKIEVIČ, Petr. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999, 276 s. ISBN 80-722-5030-2.

SAJDL, Jan. *Ackermannova podmínka* [online]. 2012 [cit. 2014-04-23]. *Autolexicon.net*. Dostupné z www: <<http://cs.autolexicon.net/articles/ackermannova-podminka/>>. ISSN 1804-2554.

SAJDL, Jan. *ESP (Electronic Stability Programme)* [online]. 2014 [cit. 2014-04-23]. *Autolexicon.net*. Dostupné z www: <<http://cs.autolexicon.net/articles/esp-electronic-stability-programme/>>. ISSN 1804-2554.

SÝNEK, Michal. *Simulace jízdních manévřů vozidel s řízením typu All Wheel Steering* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2014-04-23]. Dostupné z www: <<http://hdl.handle.net/10084/94236>>. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce prof. Ing. Jiří Tůma, CSc.

SZTWIERTNIA, Česlav. *Stabilita vozidla při jízdě v zatáčce* [online]. Pardubice, 2006 [cit. 2014-04-23]. Dostupné z www: <<http://dspace.upce.cz/handle/10195/21302>>. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice. Vedoucí práce doc. Ing. Juraj Slamka, Ph.D.

TŮMA, Jiří. Analýza stability a říditelnosti vozidla AWS 4 x 4 pomocí nelineárního dynamického modelu. *Strojnický časopis*. 1992, roč. 43, č. 4, s. 352-364.

VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.

8 Seznam příloh

Příloha A Simulační model vozidla – Matlab-Simulink

Příloha B Simulační studie - volba poměru natočení náprav vozidla v závislosti na rychlosti a úhlu natočení kol přední nápravy